

# Trabajo Fin de Grado

## Grado en Ingeniería Aeroespacial

### Caracterización de un motor alternativo para aplicaciones aeronáuticas

Autor: Juan Carlos Martos Cabrera

Tutor: Antonio Franco Espín

**Dep. Ingeniería Aeroespacial y Mecánica de Fluidos**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2015





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería Aeroespacial

# **Caracterización de un motor alternativo para aplicaciones aeronáuticas**

Autor:

Juan Carlos Martos Cabrera

Tutor:

Antonio Franco Espín

Profesor Ayudante Doctor

Dep. Ingeniería Aeroespacial y Mecánica de Fluidos

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2015



Trabajo Fin de Grado: Caracterización de un motor alternativo para aplicaciones aeronáuticas

Autor: Juan Carlos Martos Cabrera

Tutor: Antonio Franco Espín

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2015

El Secretario del Tribunal



Índice	vii
Índice de Tablas	ix
Índice de Figuras	xi
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2 Modelado de las actuaciones de motores alternativos de dos tiempos</b>	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.1. Motores en UAV's	3
2.2. Clasificación y funcionamiento de los motores alternativos	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.2.1. Dos tiempos vs. Cuatro tiempos	4
2.2.2. Carburador vs. Sistema de inyección	7
2.2.3. Encendido por chispa vs. Diesel	14
2.2.4. Importancia del proceso de intercambio de gases en motores de dos tiempos	15
2.3. Actuaciones de los motores de dos tiempos	16
2.3.1. Parámetros esenciales	17
2.3.2. Influencia del dosado	21
2.3.3. Influencia de la velocidad de giro	23
2.3.4. Influencia de la palanca de gases	27
2.3.5. Mapas de operación	32
2.4. Efecto de las condiciones de vuelo en las actuaciones de motores de dos tiempos de carburación	33
2.4.1. Disminución del gasto másico de aire	33
2.4.2. Enriquecimiento de la mezcla con la altitud	33
2.4.3. Modelos de corrección con la altitud	36
2.4.4. Modelo más aproximado para el motor Brison 5.8	40
2.5. Modelo global para motores de dos tiempos y encendido por chispa	41
<b>3 Caracterización de las actuaciones de motores alternativos de dos tiempos</b>	<b>43</b>
3.1. Diseño del banco de ensayos	43
3.1.1. Elementos constituyentes de la bancada	43
3.1.2. Montajes de bancada	49
3.1.3. Elementos adicionales	52
3.1.4. Metodología de ensayo	53
3.2. Selección de hélices para la caracterización de motores alternativos	54
3.2.1. Curva de potencia del Graupner	54
3.2.2. Estudio de las hélices	54
3.2.3. Selección de las hélices	57
<b>4 Conclusiones</b>	<b>61</b>
<b>Referencias</b>	<b>63</b>





# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1. Comparación entre Brison 5.8 y Graupner G58	40
Tabla 2. Parámetros del Graupner necesarios para el modelo	42
Tabla 3. Especificaciones técnicas del Graupner	47
Tabla 4. Listado de hélices de prueba	58
Tabla 5. Clasificación hélices Helix	59
Tabla 6. Valores de tracción estimados para cada hélice	60



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1. UAV's con motores de combustión interna	3
Figura 2. Cigüeñal	4
Figura 3. Ciclo de motor de dos tiempos	5
Figura 4. Sistema de lubricación de motor de cuatro tiempos	6
Figura 5. Ciclo de motor de cuatro tiempos	6
Figura 6. Carburador elemental	7
Figura 7. Carburador real, circuito principal	8
Figura 8. Carburador real, circuito de ralentí	9
Figura 9. Orificios del circuito de ralentí	10
Figura 10. Dispositivo de arranque en frío	10
Figura 11. Circuito bomba de aceleración	11
Figura 12. Dosificación sin corrector de mezcla	11
Figura 13. Dosificación con corrector de mezcla	12
Figura 14. Sistema corrector de mezcla	12
Figura 15. Esquema de sistema de inyección	13
Figura 16. Evolución del sistema suministrador de combustible	13
Figura 17. Elementos de un inyector	14
Figura 18. Proceso de sustitución	15
Figura 19. Diseños de lumbreras	16
Figura 20. Parámetros geométricos del cilindro	17
Figura 21. Diagrama p-V en un ciclo de combustión	18
Figura 22. Influencia del dosado según Blair	22
Figura 23. Influencia del dosado según Taylor	23
Figura 24. Puntos de corte para distintas configuraciones de motor	24
Figura 25. Puntos de corte para distintas configuraciones de hélice	24
Figura 26. Influencia de la velocidad de giro en la potencia y la presión media efectiva	25
Figura 27. Influencia de la velocidad de giro en el consumo y el rendimiento	25
Figura 28. Curvas de un motor de dos tiempos en función de la velocidad de giro	26
Figura 29. Ejemplo de curva de potencia en función de la velocidad de giro	27
Figura 30. Variación del rendimiento mecánico con la posición de palanca	28
Figura 31. Curvas de bmep en función del dosado para varias posiciones de palanca	28
Figura 32. Curvas de bsfc en función del dosado para varias posiciones de palanca	28

Figura 33. Factor de corrección de potencia para posición de palanca	29
Figura 34. Factor de corrección de consumo para posición de palanca	29
Figura 35. Polinomio $\lambda$ de la función $f_{N_{max}}$	30
Figuras 36 a), b), c) y d). Curvas de potencia para varias posiciones de palanca	31
Figura 37. Mapa de operación	32
Figura 38. Esquema y variables del carburador	34
Figura 39. Estudio de Harari & Sher sobre el exponente x	38
Figura 40. Comparación de los factores de corrección	38
Figuras 41, 42 y 43. Gráficas de variación con la altitud de Shin, Chang y Koo	39
Figura 44. Dependencias con la temperatura según Watanabe & Kuroda	40
Figura 45. Estructura soporte	44
Figuras 46 a) y b). Estructura soporte y placa A	44
Figura 47. Sensor de par	45
Figura 48. Galleta	45
Figura 49. Placa de bancada	46
Figuras 50 a) y b). Separadores tipo 1 y tipo 2	46
Figura 51. Amortiguadores	47
Figura 52. Motor Graupner G58	47
Figura 53. Carburador Walbro del motor Graupner	48
Figura 54. Especificaciones del torquímetro	49
Figura 55. Premontaje en CATIA	50
Figura 56. Posición del centro de gravedad	50
Figuras 57 a) y b). Montaje en configuración de ajuste	51
Figuras 58 a) y b). Montaje en configuración de ensayo	51
Figura 59. Curva de potencia del Graupner obtenida del modelo genérico	54
Figura 60. Geometría de las palas	55
Figura 61. Evolución de los parámetros geométricos a lo largo de la pala	55
Figura 62. Curva de mejor ajuste para el coeficiente de potencia	56
Figura 63. Curva de mejor ajuste para el coeficiente de tracción	57
Figura 64. Limitación de la bancada por diámetro máximo	58
Figura 65. Puntos de corte estimados con las hélices de prueba	59

# 1 INTRODUCCIÓN

---

En el diseño de una aeronave entran en juego muchos intereses y requisitos, a veces contrapuestos. Nunca es fácil llegar a la solución final, debiéndose tomar soluciones de compromiso para cumplir con las necesidades de todas las áreas, tales como Aerodinámica, Actuaciones, Estructuras o Propulsión. Sobre esta última recae la responsabilidad de seleccionar una planta motopropulsora adecuada, que sea capaz de proporcionar el empuje necesario en toda la envolvente de vuelo del avión.

Elegir la planta que mejor se ajusta al diseño no es algo trivial y requiere largo tiempo de estudio entre las numerosas opciones existentes. Una vez decidido el tipo de motor (turbohélice, turbofan, turboreactor, motor de combustión interna...) hay que decantarse por un modelo en particular. Para ello deben tenerse las características de actuación de cada uno de ellos con el fin de compararlos entre sí, desechando los que no cumplan los requerimientos o los que sean poco óptimos.

Éste es el contexto en el que se sitúa el proyecto. El Grupo de Ingeniería Aeroespacial está interesado en la construcción de un pequeño UAV, para el que se decide emplear un motor de combustión interna de dos tiempos. En el laboratorio se dispone de un motor Graupner G58 de carburación y de un cilindro, pero no se conocen sus actuaciones más allá de lo que indica el fabricante. Esto implica que se desconoce qué tipo de hélice sería la más apropiada para convertir la potencia del motor en la tracción requerida. El objetivo del proyecto es doble.

En primer lugar, se modelarán las actuaciones de los motores de dos tiempos destinados a aplicaciones aeronáuticas, prestando un especial interés al efecto de las condiciones de vuelo, es decir, a las variaciones de presión y temperatura atmosféricas. Se estudiará también la influencia de la posición de palanca de gases, de la velocidad de giro y del dosado (fracción de combustible que entra en el cilindro). Con todo ello se podrá crear un modelo genérico de potencia y consumo específico válido para cualquier motor de dos tiempos y encendido por chispa de pequeñas dimensiones.

La segunda parte consistirá en el desarrollo de un banco de ensayos y en la elaboración de una metodología con la que se puedan obtener curvas características del Graupner G58 en futuros proyectos. Para ello es imprescindible disponer de una serie de hélices de prueba que permitan conseguir puntos de corte en todo el rango de revoluciones. Se realizará pues una preselección de ellas con la finalidad de poder barrer toda la curva de potencia para posición de palanca máxima y a nivel del mar.

Por último, cabe decir que el banco de ensayos no queda limitado exclusivamente al Graupner, sino que podría significar el medio de caracterización de otros motores de combustión interna, ya sean de dos tiempos o cuatro tiempos. Esto haría de la selección de la planta motora del UAV anterior algo bastante más realista, puesto que se tendrían las curvas de actuación de una variedad de motores, siendo posible la comparación y optimización del diseño.



# 2 MODELADO DE LAS ACTUACIONES DE MOTORES ALTERNATIVOS DE DOS TIEMPOS

Podría decirse que el grueso del proyecto lo conforma esta sección, donde se pretende desarrollar un modelo genérico de actuaciones para cualquier motor de dos tiempos y encendido por chispa empleado en pequeños UAV's. No obstante, antes de analizar todas las características de actuación será útil para el lector conocer el funcionamiento de estos motores así como sus diferencias con respecto a otros tipos de motores de combustión interna.

## 2.1 Motores en UAV's

Los UAV's (Vehículos Aéreos no Tripulados, del inglés Unmanned Aerial Vehicles), actualmente conocidos como RPA's (Aviones Pilotados por Remoto, del inglés Remotely Piloted Aircraft), se encuentran en pleno desarrollo. Su uso está creciendo exponencialmente en los últimos años por las ventajas que ofrece en misiones de inteligencia y vigilancia, al no poner en riesgo la vida de ningún piloto. Se tratan de sistemas autónomos que pueden llevar a cabo la misión sin necesidad de intervención humana, aunque existe un canal de comunicación con la estación en tierra para controlar toda la operación, actualizar objetivos o enviar instrucciones adicionales. También resultan muy útiles en labores de salvamento marítimo y para comprobar niveles de contaminación ambiental y calidad de las aguas.

En la mayoría de los casos, los UAV's de pequeño tamaño precisan de un motor poco pesado que sea capaz de proporcionar una elevada potencia. Es por ello que comúnmente se ha recurrido a los motores de combustión interna (o motores alternativos), ya sean de dos tiempos o de cuatro tiempos. El tamaño y el tipo de motor elegido dependerán de los requisitos de la misión, tales como alcance, autonomía, potencia requerida, peso máximo de la aeronave, etc.



Figura 1. UAV's con motores de combustión interna

Los motores de dos tiempos presentan una mayor potencia específica que los de cuatro tiempos, es decir, pesando lo mismo, el de dos tiempos genera más potencia que el de cuatro. Sin embargo, es menos eficiente ya que se desperdicia inevitablemente una importante cantidad de combustible. Por otro lado, los motores Diesel son más eficientes y generan más potencia que los de encendido por chispa; aunque como desventaja, son bastante más pesados debido a que las paredes de los cilindros deben ser más gruesas para poder soportar las altas presiones de compresión.

Otra opción para UAV's pequeños es el empleo de motores eléctricos, siempre y cuando los requisitos de potencia no sean excesivos y no se pretenda tener una autonomía generalmente superior a 3 horas. Para aviones de mayor tamaño se reservan los aerorreactores.

## 2.2 Clasificación y funcionamiento de los motores alternativos

En aviación se emplean distintas variedades de motores de combustión interna, no quedando restringido su uso a un solo tipo. Por ello, en esta sección se analizará cada una de las configuraciones que puede encontrarse en el mercado, haciendo hincapié en los motores de dos tiempos de carburación, puesto que así será el que se tenga en el laboratorio.

Los motores de combustión interna, o motores alternativos, basan su funcionamiento en el mecanismo biela-manivela. El movimiento rectilíneo que realiza un pistón en el interior de un cilindro se transforma en el movimiento rotatorio de un eje, al que se conecta mediante dicho mecanismo. Sin embargo, para poder transmitir potencia al eje se necesita una fuente de energía. Ésta se consigue quemándose una mezcla de aire y combustible en el interior del cilindro cuando el pistón ha realizado su desplazamiento ascendente. Las fuertes presiones generadas tras la combustión empujan el pistón hacia abajo posibilitando que se repita un nuevo ciclo.

Cuando se tienen varios cilindros dando potencia al mismo eje, éste se denomina cigüeñal. Consiste en un eje con codos dispuestos de una forma específica para conseguir que, en todo momento, al menos un pistón esté en fase de expansión (movimiento descendente tras realizar la combustión).



Figura 2. Cigüeñal

La clasificación de los motores de combustión interna se lleva a cabo atendiendo a los distintos métodos empleados para: intercambiar los gases en el cilindro, proporcionar la mezcla aire-combustible y provocar la combustión.

### 2.2.1 Dos tiempos vs. Cuatro tiempos

Según como se produzca el intercambio de gases en el cilindro, los motores alternativos se dividen en dos grandes grupos: los de dos tiempos y los de cuatro tiempos. Los tiempos representan cada movimiento ascendente o descendente del pistón; así que, por cada vuelta que dé eje, el pistón hará dos tiempos.

En ambos motores, cada ciclo de combustión se compone de 4 fases: admisión de la mezcla aire-combustible, compresión de la mezcla, combustión/expansión y salida de los gases quemados. Ahora bien, en función del grado de simultaneidad que presenten se podrá completar cada ciclo en una revolución del eje (motor de dos tiempos) o en dos (motor de cuatro tiempos).

#### 2.2.1.1 Motor de dos tiempos

Un motor de dos tiempos es mucho más simple y de menor tamaño que uno de cuatro, puesto que no necesita ningún tipo de válvula y no precisa de sistema de lubricación adicional. Es el propio pistón quien, en su movimiento ascendente y descendente, cierra o abre las lumbreras de entrada, transferencia y salida de gases. Además, al producirse una explosión por cada revolución del eje, es capaz de proporcionar una gran potencia.



Pueden distinguirse dos zonas bien diferenciadas durante el ciclo: el cárter y la cámara de combustión. En el cárter se produce la admisión de la nueva mezcla y su posterior presurización; mientras que en la cámara de combustión tiene lugar la compresión de la mezcla, la explosión y la salida posterior de los gases de combustión.

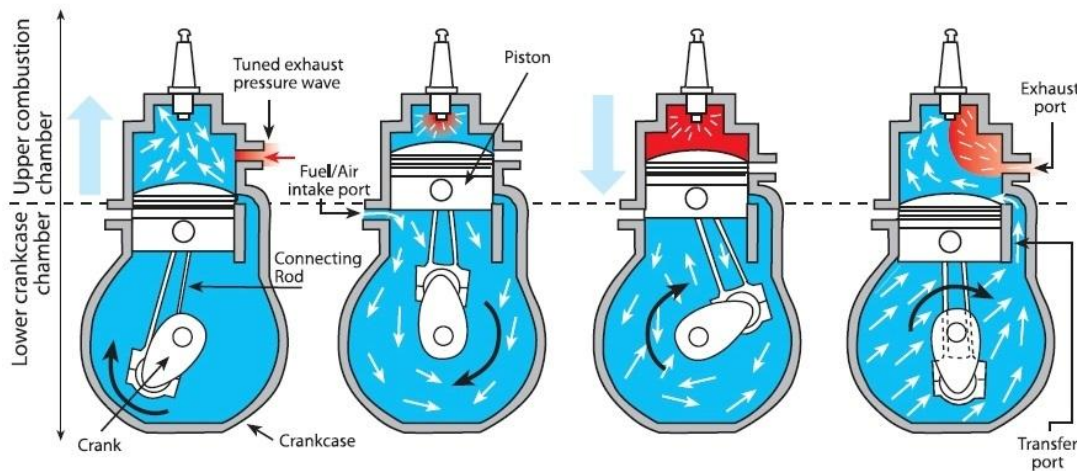


Figura 3. Ciclo de motor de dos tiempos

En cada tiempo se producen las siguientes fases, que serán explicadas a continuación:

- Primer tiempo (ascendente): Admisión y Compresión
- Segundo tiempo (descendente): Combustión/Expansión y Escape

Conforme el pistón asciende, movido por el giro del eje, se va creando una mayor depresión en el cárter. En el momento que se descubre la lumbrera de entrada, esta depresión se comunica al conducto de admisión, produciéndose la succión de la nueva mezcla de aire y combustible. Simultáneamente, en la cámara de combustión se está produciendo la compresión de la mezcla que entró en el cárter en el anterior ciclo.

Cuando el pistón llega a su punto más alto, la mezcla de la cámara alcanza su máxima compresión, y es el momento en el que tiene lugar la combustión. Esta reacción libera una gran cantidad de energía, aumentando considerablemente la presión y temperatura de los gases, por lo que el pistón se ve violentamente empujado hacia abajo, transmitiendo el movimiento al eje mediante la biela. En su descenso, queda al descubierto la lumbrera de salida y se obstruye la de entrada. Con esto se consigue que, por un lado, vayan escapando los gases de la combustión, y por otro, que la nueva mezcla existente en el cárter se presurice para que sea capaz de sustituir a los gases remanentes de la cámara.

El pistón continúa descendiendo y se abre la lumbrera de transferencia, quedando comunicados por primera vez cárter y cámara de combustión. Gracias a la presurización previa de la mezcla del cárter y a la salida de la mayor parte de los gases quemados, se puede llevar a cabo la sustitución de gases en la cámara, comenzando así un nuevo ciclo (el motor no se llegará a parar en ningún momento gracias a la inercia que adquiere tras la explosión). Sin embargo, este proceso no es nada eficiente y se desperdicia una cantidad considerable de combustible en lo que se conoce como “escape rápido”: parte de la nueva mezcla no es capaz de permanecer en el cilindro hasta que se cierre nuevamente la lumbrera de salida y escapa por ella.

Sólo queda por dar un pequeño apunte sobre las ventajas e inconvenientes del sistema de lubricación. Para cualquier motor se trata de un sistema esencial puesto que se encarga de cubrir las partes móviles con una película protectora evitando que friccionen entre sí y que se desgasten rápidamente. Además, cumple la función de refrigerante. En el caso particular de un motor de dos tiempos, la propia mezcla de aire-combustible, dado que viaja por todo el cárter y el cilindro, puede aprovecharse como lubricante sin más que añadir una cierta cantidad de aceite. En general ya se incluye en el mismo combustible en unas proporciones variables según el modelo de motor. Este aceite se irá desprendiendo de la mezcla para adherirse a las paredes del cárter y del cilindro y a elementos móviles como la biela, el pistón o los rodamientos del eje. De modo que no se requiere ningún sistema añadido que pudiera implicar un peso adicional.

Por otra parte, esta solución presenta un inconveniente y es que todo el aceite sobrante que permanece en la

mezcla tras la fase de compresión, es quemado durante la combustión y expulsado al exterior. Esto, unido al escape rápido de combustible, hace que un motor de dos tiempos sea mucho más contaminante que uno de cuatro. A pesar de ello, su gran potencia específica y bajo peso lo convierten en una opción atractiva.

### 2.2.1.2 Motor de cuatro tiempos

En comparación con su competidor, el motor de cuatro tiempos produce menos potencia, posee mayor tamaño, pero es más eficiente y contamina menos. La admisión y el escape de los gases se controlan mediante sendas válvulas accionadas por un árbol de levas conectado al eje del motor, como puede verse en la figura 4, donde también se representa el sistema de aceite. Con este método de intercambio de gases se garantiza un mayor aprovechamiento del combustible, debido a que la entrada y la salida de los gases en la cámara de combustión se produce en tiempos diferentes, evitándose así el escape rápido de combustible.

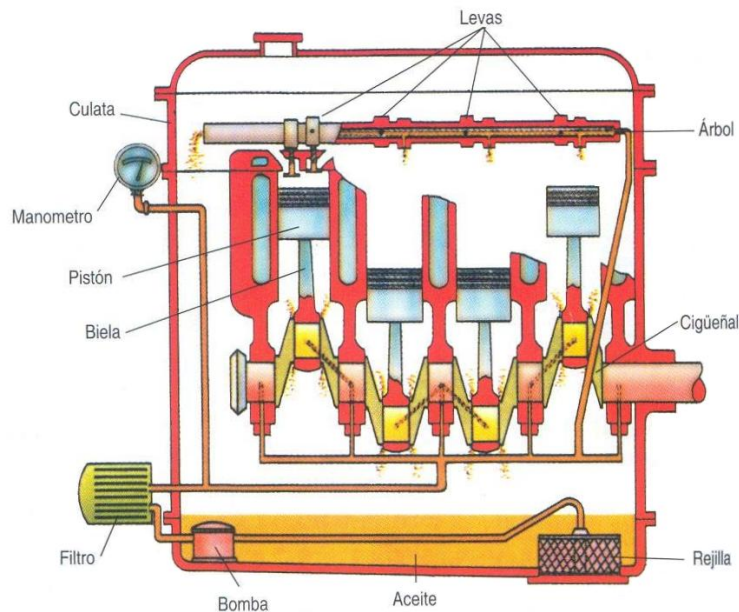


Figura 4. Sistema de lubricación de motor de cuatro tiempos

Por otra parte y como ilustra la representación anterior, para la lubricación se necesita un circuito adicional; no se puede emplear para ello la mezcla aire-combustible ya que no pasa por el cárter. En este caso, el aceite es impulsado por una bomba movida por el eje y posteriormente inyectado a presión en todas las zonas que precisen lubricación. Tras cumplir su función, el aceite va a parar al fondo del cárter, que actúa como depósito, pudiéndose así reutilizar más adelante. Como puede apreciarse, esta solución es mucho más respetuosa con el medio ambiente, al no quemarse aceite durante la combustión ni expulsarse al exterior en ningún momento.

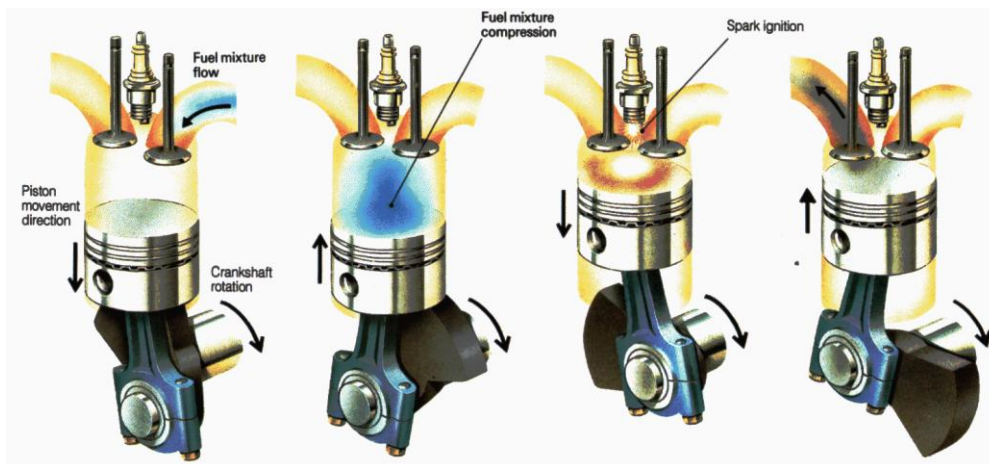


Figura 5. Ciclo de motor de cuatro tiempos

Las fases que tienen lugar en cada tiempo son las siguientes:

- Primer tiempo (descendente): Admisión
- Segundo tiempo (ascendente): Compresión
- Tercer tiempo (descendente): Combustión/Expansión
- Cuarto tiempo (ascendente): Escape

Al iniciar el ciclo, el pistón baja y la válvula de admisión se abre, permitiéndose así la entrada de la mezcla aire-combustible a la cámara de combustión. Cuando sube seguidamente, las dos válvulas se encuentran cerradas por lo que se produce la compresión de la mezcla. En el momento que alcanza su posición más alta se produce la combustión y la energía liberada empuja el pistón hacia abajo. En el siguiente movimiento ascendente se abrirá la válvula de escape, expulsándose los gases quemados al exterior y dejando la cámara preparada para un nuevo ciclo.

Este sistema de válvulas hace que un motor de cuatro tiempos sea más costoso de reparar que uno de dos tiempos. Además, se precisa un muy buen ajuste para que todos los movimientos estén perfectamente sincronizados. En lo referente a la potencia que es capaz de proporcionar, se ha visto que el motor debe ser capaz de mover todo el árbol de levas para el accionamiento de las válvulas, así como la bomba de aceite. Por tanto, una parte de la potencia ganada en la combustión se pierde en vencer la inercia de estos sistemas. También debe tenerse en cuenta que en un motor de cuatro tiempos se genera una explosión por cada dos revoluciones del eje, a diferencia del motor de dos tiempos donde se tiene una por cada revolución. Todos estos factores hacen que, a igualdad de cilindrada (volumen del cilindro) y velocidad de giro, un cuatro tiempos consiga aproximadamente la mitad de la potencia de un dos tiempos.

Para paliar esta desventaja se suelen emplear cilindros más voluminosos, aunque ello implica un mayor tamaño del motor, que ya de por sí era más grande por incluir los sistemas de aceite y válvulas. En definitiva, los motores de cuatro tiempos presentan una menor potencia específica. Sus puntos a favor son, en cambio, el menor consumo de combustible y el menor grado de contaminación.

## 2.2.2 Carburador vs. Sistema de inyección

En los motores de combustión interna existen dos procedimientos bien diferenciados de conseguir la proporción adecuada de mezcla aire-combustible. El método tradicional viene siendo el uso del carburador, cuyo funcionamiento se basa en procesos fluidomecánicos. El segundo, más moderno, es la inyección de combustible, donde todo es controlado mediante sensores y válvulas accionadas por señales eléctricas.

### 2.2.2.1 Carburador

El fenómeno gracias al cual funciona un carburador se conoce como efecto Venturi, y consiste en la aceleración que experimenta un fluido al pasar por un estrechamiento. Este aumento de velocidad lleva implícita una caída de presión en el propio fluido, que puede ser aprovechada para succionar combustible desde un surtidor. En lo que sigue se particularizará para motores de dos tiempos.

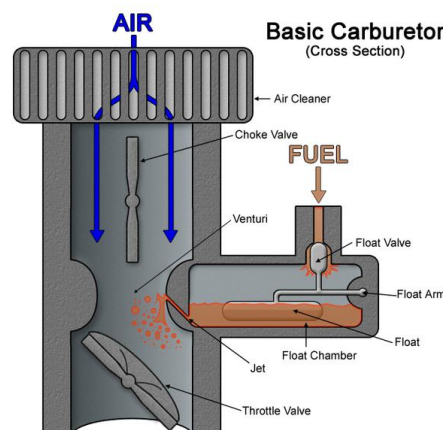


Figura 6. Carburador elemental

Mientras asciende el pistón, se aspira aire procedente del exterior debido a la depresión generada en el cárter, haciéndose pasar seguidamente por un estrechamiento o venturi (“jet” en la figura 6) situado en el propio carburador. A dicho estrechamiento se conecta una cuba de combustible mediante un surtidor. La depresión generada en el venturi provoca la succión de combustible, que se pulveriza al salir del surtidor y se mezcla con el aire que pase en ese momento por el estrechamiento, llegando finalmente al cilindro para iniciar el ciclo de combustión.

Esta depresión será mayor (y en consecuencia provocará una mayor succión de combustible), por un lado, cuanto menor sea la sección del venturi, y por otro, cuanto mayor sea el caudal de aire aspirado. El caudal se regula a partir de la apertura de la válvula de mariposa (“throttle valve” en la figura 6). Se trata de una válvula que se opone al paso de la corriente por el conducto de admisión del carburador. Cuando se encuentra cerrada, lo obstruye por completo, pasando el motor a modo de ralentí. Cuando más se abra, más fácilmente se transmitirá la depresión del cárter, lo que conllevará un aumento del caudal y en definitiva una mayor potencia tras efectuarse la combustión. Su posición se controla accionando la palanca de gases del motor, de ahí que se la denomine también como válvula de aceleración.

El nivel de combustible debe mantenerse constante para que éste salga del surtidor con la presión necesaria. Dicho de otra forma, para que se produzca la succión de combustible a partir de una depresión en el estrechamiento determinada. Es necesario, por tanto, que el nivel máximo quede unos milímetros por debajo de la salida del surtidor. Para ello la cuba suele disponer de un mecanismo válvula-flotador; cuando baja el nivel respecto al de referencia, la válvula, movida por el flotador, deja pasar combustible procedente del tanque principal hasta que vuelva a su estado inicial, momento en el que se cierra la válvula impidiendo el paso de más combustible.

Hasta ahora sólo se ha hablado del circuito principal de combustible, conocido también como carburador elemental (figura 6). Existen, sin embargo, otros dispositivos que cumplen las siguientes funciones:

- Funcionar a ralentí
- Arrancar el motor en frío
- Enriquecer la mezcla cuando se demandan fuertes aceleraciones en el motor
- Mantener el dosado de la mezcla constante para cualquier rango de revoluciones

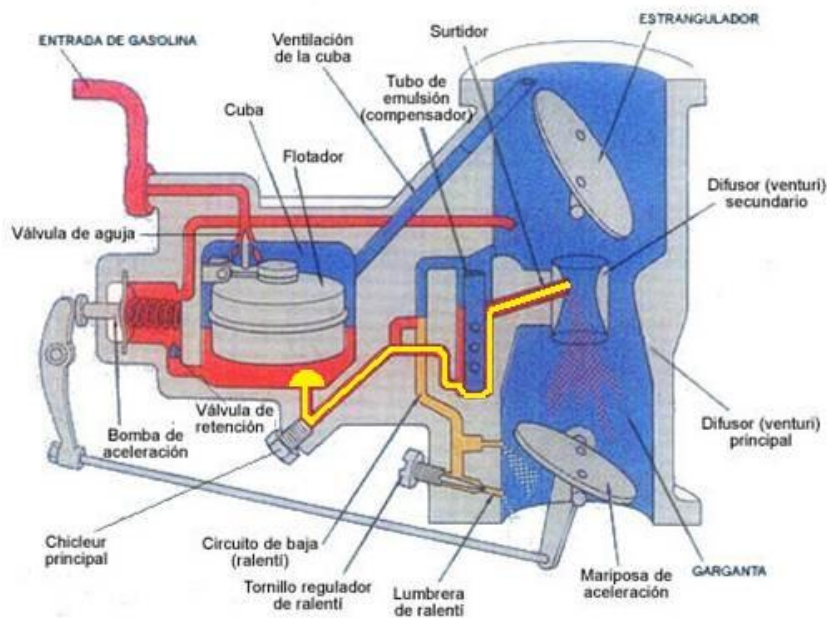


Figura 7. Carburador real, circuito principal

En la figura 7 se representa un modelo de carburador real, donde se ha resaltado en amarillo el circuito principal. Obsérvese la presencia de un tornillo regulador, comúnmente conocido como “aguja de alta” (chicleur principal en la figura). Esta aguja se usa para regular el flujo de combustible que escapa por el surtidor a una depresión del venturi constante. Se le añade el calificativo “de alta” puesto que se encuentra en



el circuito que actúa a medias y altas revoluciones del motor. Se puede apreciar además los elementos adicionales que se mencionaban antes y que serán descritos detenidamente.

a) En primer lugar se explicará el funcionamiento del **circuito de ralentí**, que aparece destacado en la figura 8.

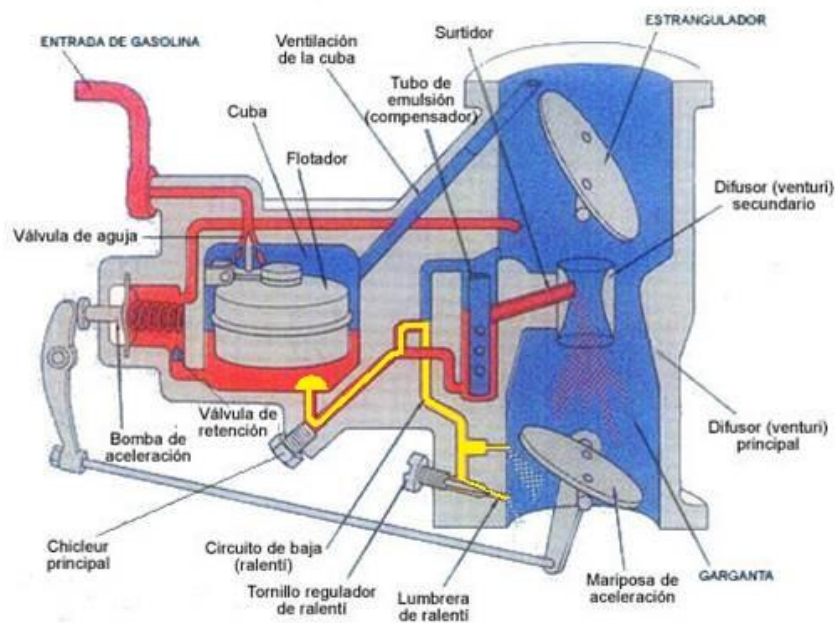


Figura 8. Carburador real, circuito de ralentí

Este circuito está diseñado para actuar con el motor en marcha y la válvula de mariposa completamente cerrada y para la transición entre esa posición y la de altas revoluciones. Por este motivo al tornillo regulador de combustible de este circuito se le llama “aguja de baja”. Una peculiaridad del circuito es que se comunica con el conducto de admisión mediante varios orificios (uno principal y varios de by-pass), a diferencia del circuito principal donde sólo se tiene un surtidor. Estando la válvula de mariposa completamente cerrada, el orificio principal se localiza debajo de ésta mientras que los de by-pass se sitúan por encima.

Al arrancar el motor, las revoluciones serán bajas y la válvula de mariposa estará cerrada. El suministrador de combustible no podrá ser entonces el circuito principal, puesto que la depresión del cárter no podrá llegar al venturi. En su lugar, esta depresión se comunicará al exterior a través del orificio principal del circuito de ralentí, originándose una aspiración de aire. Por otra parte, gracias a que este circuito guarda una conexión con el surtidor, también se producirá una succión de combustible. Finalmente, la mezcla de aire-combustible será inyectada debajo de la válvula de mariposa, no sin antes pasar por la aguja de baja.

En esta configuración se dice que el motor está funcionando en ralentí, de forma automantenida. Sin embargo, si se pretendiera acelerar el motor abriendo lentamente la válvula surgiría un problema: como consecuencia del caudal de aire que deja pasar la válvula, la mezcla que llega al cilindro se empobrece, ya que la depresión creada en el venturi aun no es lo suficientemente fuerte como para succionar combustible del surtidor. Cuanto más se abra la válvula, mayor caudal de aire se tendrá y más pobre será la mezcla, llegando al punto de que el motor se pare por falta de combustible. Para solucionar estas dificultades en la transición del circuito de ralentí al circuito principal se tienen los orificios de by-pass o de progresión, que como se adelantó anteriormente, se encuentran por encima de la válvula de mariposa. Esto conlleva que no actúen en posición de ralentí, dado que no se puede transmitir la depresión que hay debajo de la válvula.

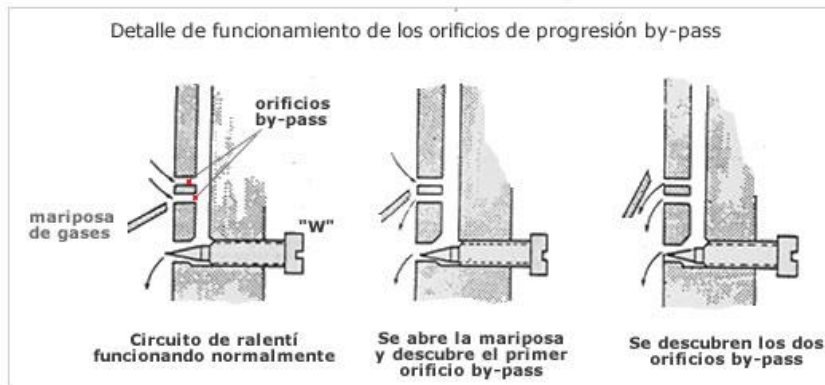


Figura 9. Orificios del circuito de ralentí

No obstante, cuando se destapa el primer agujero al abrir un poco la válvula, se comunicará una mayor depresión al surtidor, lo que conllevará una mayor succión de combustible desde el circuito auxiliar. Esta mezcla enriquecida, suministrada a través del orificio principal y el primero de by-pass, compensará el empobrecimiento causado por el caudal extra de aire que circula a través de la válvula de mariposa.

Si sigue abriéndose la válvula quedará al descubierto el segundo agujero de by-pass, inyectándose mayor cantidad de combustible para mantener aproximadamente constante la proporción de la mezcla. El circuito principal podrá empezar a funcionar en el momento que se haya alcanzado un caudal que genere la depresión necesaria en el venturi. Inicialmente, ambos circuitos trabajarán simultáneamente, pero para cierta apertura de la válvula de mariposa se generará una depresión en el estrechamiento que anulará la succión en los orificios de ralentí, dejando de funcionar dicho circuito para revoluciones más elevadas.

b) Por otra parte, cuando se pretende arrancar el motor estando éste frío, gran parte del combustible que proporciona el carburador se condensará en las paredes de los colectores o conductos de admisión, por lo que al cilindro llegará una mezcla muy pobre. Si continuara así, difícilmente podría funcionar el motor de forma autónoma. Para solventar este nuevo inconveniente se dispone del **dispositivo de arranque en frío**, que consigue generar una mezcla muy rica en combustible para compensar las pérdidas por condensación.

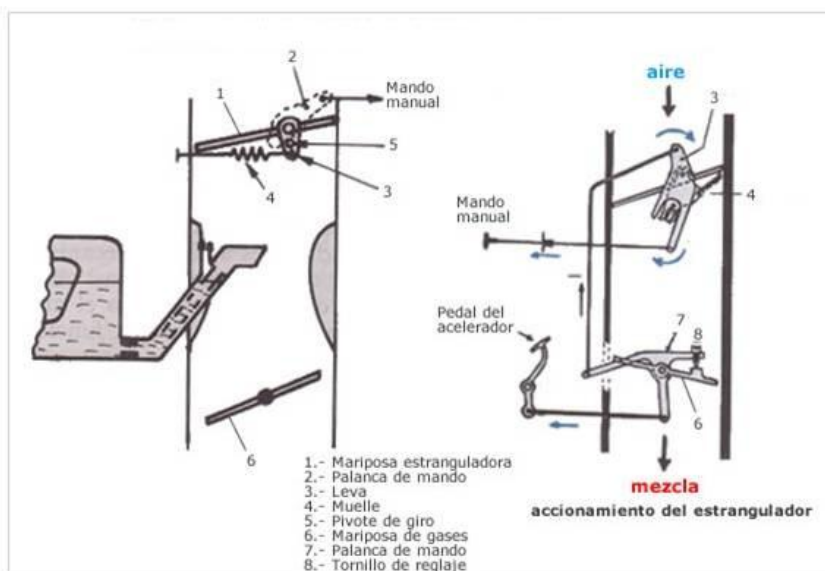


Figura 10. Dispositivo de arranque en frío

Existen varios tipos de dispositivos, siendo el más empleado el estrangulador manual, representado en la figura 10. El estrangulador no es más que una segunda válvula de mariposa situada por encima del venturi. Generalmente ambas válvulas se encuentran conectadas cinemáticamente, de tal manera que al cerrarse el estrangulador se induce una pequeña apertura de la mariposa de gases.

Inicialmente el motor se encuentra en posición de ralentí y está siendo movido por la generación externa, ya sea mediante un motor eléctrico o de forma manual. No es capaz de funcionar por sí mismo ya que el circuito

de ralentí no es capaz de producir una mezcla lo suficientemente rica, como consecuencia de las condensaciones de combustible. Lo que se hace en este momento es cerrar casi por completo el estrangulador, abriéndose parcialmente la mariposa de gases. La depresión del cárter apenas podrá comunicarse al exterior por estar el estrangulador cerrado, por lo que se transmitirá casi por completo a la cuba de combustible, generándose una gran succión de éste. Si se le une el poco aire que deja pasar el estrangulador, se tendrá como resultado una mezcla muy enriquecida, lo suficiente para compensar las condensaciones. Una vez que el motor haya alcanzado su temperatura de funcionamiento, se abrirá el estrangulador, volviendo la mariposa de gases a su posición de ralentí y pudiendo el motor mantenerse estable.

c) Otro elemento presente en carburadores de grandes motores es la **bomba de aceleración**. Cuando se abre la válvula de mariposa para conseguir una aceleración inmediata del motor, la mezcla no se enriquece instantáneamente debido a la inercia que presenta el combustible para pasar por el surtidor. Se producirá además una mayor aspiración de aire exterior por el conducto de admisión, empobreciéndose la mezcla y en consecuencia no siendo capaz de acelerarse durante unos instantes. Para que no ocurra esto, se instala en el carburador un circuito auxiliar de sobrealimentación, cuyo objetivo es enriquecer momentáneamente la mezcla mientras que no salga el combustible necesario por el surtidor.

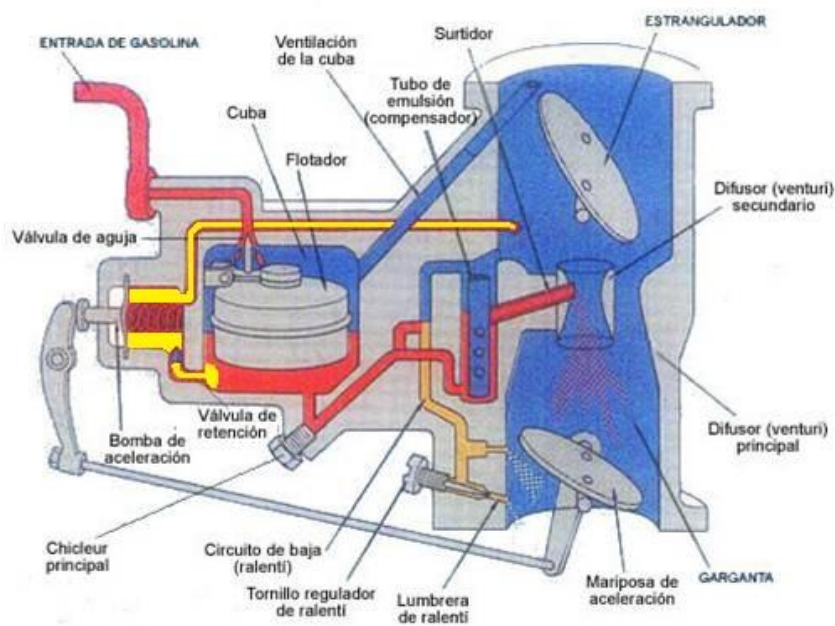


Figura 11. Circuito bomba de aceleración

Como puede verse en la figura 11, existe una ligadura cinemática entre la válvula de mariposa y la bomba de aceleración. Cuando se abre la válvula, se comprime el muelle produciéndose el bombeo de combustible hacia el conducto de admisión. Se evita que regrese a la cuba mediante una válvula de retención.

d) Por último, algunos carburadores poseen un **sistema automático corrector de mezcla**. Se utiliza para evitar que a altas revoluciones ésta se enriquezca demasiado.

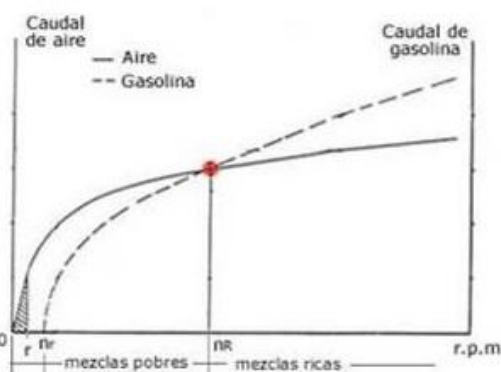


Figura 12. Dosificación sin corrector de mezcla

En la figura 12 se representan los caudales de aire y combustible aspirados por el motor a distintas revoluciones, siendo este último ponderado por un coeficiente tal que el punto de corte de las dos gráficas represente la proporción estequiométrica de mezcla. Sólo se tiene en cuenta el combustible que sale del surtidor principal, sin atender al circuito de ralentí. En primer lugar, se observa que entre 0 y  $n_r$  rpm no se produce succión de combustible; esto se debe a que aun no se ha generado la suficiente depresión en el venturi. A partir de  $n_r$  el caudal de combustible empieza a aumentar más rápido que el de aire, llegando a la mezcla estequiométrica en  $n_R$ . Si siguen aumentando las revoluciones, la mezcla se hará cada vez más rica en combustible. El valor de  $n_R$  será uno u otro en función del ajuste que se le haya dado al carburador, es decir, de la posición de la aguja de alta.

Por un lado, el circuito de ralentí sirve para cubrir la falta de combustible a bajas revoluciones (donde se tendrían mezclas pobres) y por otro, el sistema corrector de mezcla disminuye la cantidad de combustible que se expulsa por el surtidor a altas revoluciones (véase la figura 13). Se tendría así una mezcla muy próxima a la estequiométrica para todo el rango de revoluciones en el que trabajaría el motor.

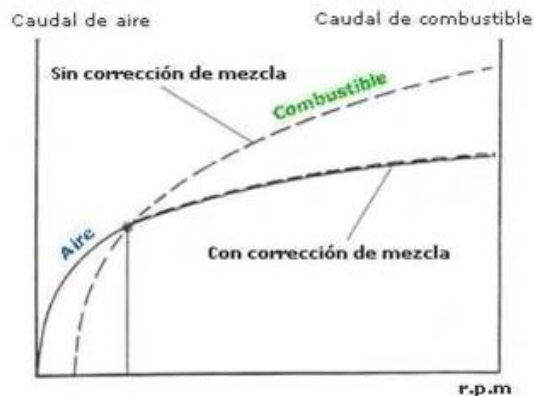


Figura 13. Dosificación con corrector de mezcla

Una forma de lograr este ajuste a altas revoluciones consiste en añadir un compensador en el surtidor principal, tal como aparece en la figura 14. Se trata de un tubo, llamado pozo compensador, que se introduce en el surtidor y que presenta unos orificios a distintas alturas, además de una abertura en la parte superior con la que se comunica con el conducto de admisión.

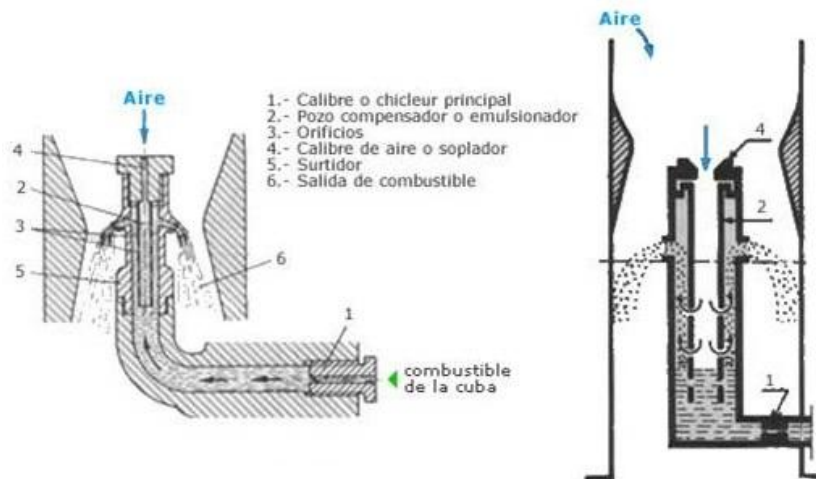


Figura 14. Sistema corrector de mezcla

Con un funcionamiento normal del motor, próximo a la velocidad  $n_R$ , la mezcla es estequiométrica y el nivel del surtidor máximo, por lo que los orificios laterales del tubo compensador se encuentran tapados al exterior. A medida que aumenten las revoluciones, se generará una mayor depresión en el venturi, demandándose más combustible del que es capaz de suministrar la cuba en ese momento. Como consecuencia, el nivel de combustible del surtidor bajará, quedando al descubierto los orificios laterales. El aire aspirado del exterior pasará a través de la abertura superior del tubo y posteriormente por estos orificios, mezclándose con el



combustible y consiguiéndose una mezcla rebajada. A mayores revoluciones, menor será el nivel del surtidor y más orificios se habrán destapado, anulándose en todo momento la tendencia del surtidor a enriquecer la mezcla.

### 2.2.2.2 Sistema de inyección

Una diferencia fundamental entre el carburador y el sistema de inyección es que el primero suministra el combustible a baja presión a través del surtidor, mientras que el segundo lo hace a alta presión mediante un inyector. Así, el combustible queda completamente atomizado, dificultando su condensación en las paredes de los conductos y del cilindro.

Para llevar el combustible a presión hasta los inyectores se utiliza una electrobomba, que lo toma directamente del tanque de combustible. Una vez presurizado, pasa por un filtro y llega a la rampa de inyección (conducto común para todos los inyectores). Si la presión en la rampa es demasiado alta, un regulador de presión hace regresar el combustible en exceso al tanque por la línea de retorno. Finalmente, mientras al inyector le llegue una señal eléctrica determinada permitirá el paso de combustible desde la rampa de inyección.

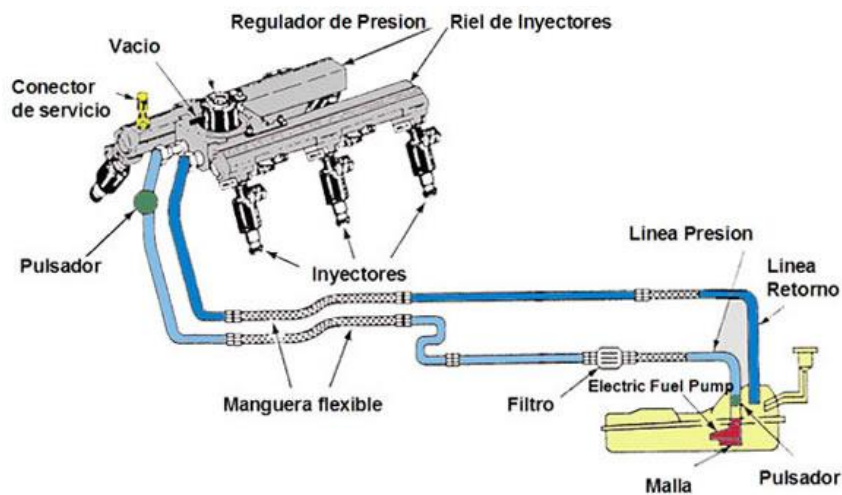


Figura 15. Esquema de sistema de inyección

Dependiendo de donde se produzca la inyección de combustible se podrá clasificar en dos tipos: directa e indirecta. En la inyección directa, el combustible pasa directamente al interior del cilindro (esta es la existente en motores Diesel). En la indirecta, en cambio, el combustible se inyecta en el conducto de admisión, donde se mezcla con el aire antes de entrar en el cilindro. No se necesitará, por tanto, una presión de inyección tan alta como en la directa. En la figura 16 se observa la evolución a lo largo de los años del sistema empleado para producir la mezcla de aire-combustible. Puede comprobarse que actualmente el método predominante es la inyección directa.

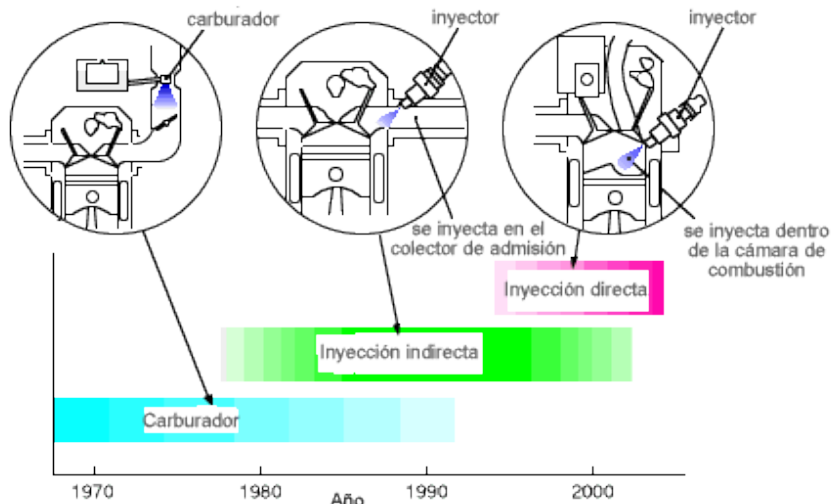


Figura 16. Evolución del sistema suministrador de combustible

La cantidad de combustible que sale por el inyector es controlada por la ECU (Ordenador de Control del Motor, del inglés *Engine Control Computer*). Usando la información del flujo másico de aire de entrada (proporcionada por un sensor) y la posición de la palanca de gases, la ECU calcula la cantidad de combustible necesaria. Posteriormente, conociendo la presión existente en la rampa de inyección, determina la duración del pulso de inyección requerido.

El inyector, representado en la figura 17, consta de un émbolo y una bobina situada alrededor de él. Cuando no le llega ninguna señal de la ECU, no circula intensidad por la bobina y el émbolo bloquea la salida. Por el contrario, cuando la ECU estima oportuno, manda una señal eléctrica al inyector, generándose una corriente en la bobina mientras dure el pulso de inyección. La bobina creará un campo magnético que moverá el émbolo hacia arriba, permitiendo la salida de combustible a presión.

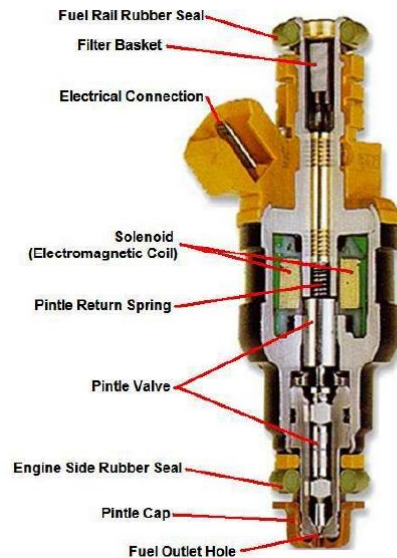


Figura 17. Elementos de un inyector

El sistema de inyección es mucho más ventajoso que el carburador en casi todos los sentidos, razón por la que hoy en día este último ha quedado relegado a un segundo plano. Para empezar, la inyección supone un importante ahorro de combustible. Los inyectores siempre suministrarán la cantidad justa de combustible para operar de modo eficiente en todo el rango de revoluciones y de posición de palanca. Aunque ciertos carburadores puedan tener sistemas de ahorro de combustible (como el sistema corrector de mezcla estudiado) es inevitable que se desperdicie buena parte de él a lo largo de la operación del motor. Esto lleva consigo además una menor emisión de gases contaminantes, siendo así una solución más respetuosa con el medio ambiente.

Otro aspecto beneficioso es que se logra un mayor rendimiento de la combustión, por lo que se mejorarán los valores de potencia y par obtenidos. El combustible, al inyectarse atomizado a alta presión, se distribuirá uniformemente por toda la cámara de combustión, consiguiéndose una reacción homogénea. El hecho de que no se tenga combustible en exceso también favorecerá al rendimiento.

Todo esto hace que con el sistema de inyección se eliminen las dificultades que pueda tener un motor de carburación al arranque y en la transición de ralentí a altas revoluciones, aumentando la fluidez de estos procesos. Recuérdese que en el carburador era necesario incluir circuitos mecánicos adicionales para poder operar en estas situaciones; cosa que no ocurre con la inyección donde todo se controla con los pulsos de inyección. No es de extrañar, por tanto, que sea la elección más extendida en la actualidad.

### 2.2.3 Encendido por chispa vs. Diesel

Anteriormente se había hablado de que la combustión de la mezcla se produce cuando el pistón alcanza su posición más alta en la fase de compresión. Para que la reacción tenga lugar, la mezcla debe alcanzar una energía mínima, llamada energía de activación. Según la naturaleza de este aporte de energía, se hace la distinción entre motores de encendido por chispa y motores Diesel.

### 2.2.3.1 Motores de encendido por chispa

El motor de encendido por chispa también es conocido como motor de explosión. Una vez que la mezcla adquiere la compresión máxima, una bujía situada en la parte superior del cilindro libera una chispa, e instantáneamente se produce la combustión. Pueden ser de dos tiempos o de cuatro tiempos.

### 2.2.3.2 Motores Diesel

Por su parte, el motor Diesel no precisa de bujía aunque sí de un sistema de inyección directa. Al iniciarse la fase de compresión, en el interior del cilindro sólo habrá aire. Seguirá así hasta que el pistón haya llegado a su posición más elevada, momento en el cual se inyecta combustible atomizado y a presión directamente en el cilindro. El aire habrá ya alcanzado una temperatura superior a la de ignición del combustible como consecuencia de las altas presiones de compresión, por lo que instantáneamente tendrá lugar la combustión sin necesidad de chispa.

Los motores Diesel son más eficientes y tienen menor consumo específico que los de encendido por chispa, es decir, con un mismo consumo de combustible, producen más potencia. La razón de ello reside en que al generarse la combustión a presiones tan altas se libera bastante más energía que en los motores de explosión. No obstante, el inconveniente de los Diesel es que son más pesados, puesto que las paredes de los cilindros deben ser más gruesas para poder soportar estas altas presiones. Asimismo, se requerirán bombas más grandes para poder inyectar el combustible a mayores presiones. Estos factores conducen a una potencia específica más baja.

Aunque se pueden fabricar motores Diesel de dos y cuatro tiempos, lo más frecuente es encontrarlos de cuatro.

## 2.2.4 Importancia del proceso de intercambio de gases en motores de dos tiempos

En la descripción de los motores de dos tiempos se mencionó lo importante que resulta el proceso de sustitución. Consiste en el intercambio dentro del cilindro de los gases quemados del anterior ciclo por los nuevos gases de refresco. A diferencia de los motores de cuatro tiempos, donde las fases de escape y admisión quedan perfectamente diferenciadas, en un motor de dos tiempos ambas fases son simultáneas, por lo que entran en contacto directo los dos tipos de gases. Debido a esto, es necesario elevar la presión de los gases de entrada por encima de la presión de los gases quemados existentes en la cámara de combustión, posibilitando así la sustitución. Generalmente y como se ha estudiado, se aprovecha el movimiento descendente del pistón para comprimir la mezcla que se encuentra en el cárter, antes de que ésta pase al cilindro por la lumbrera de transferencia.

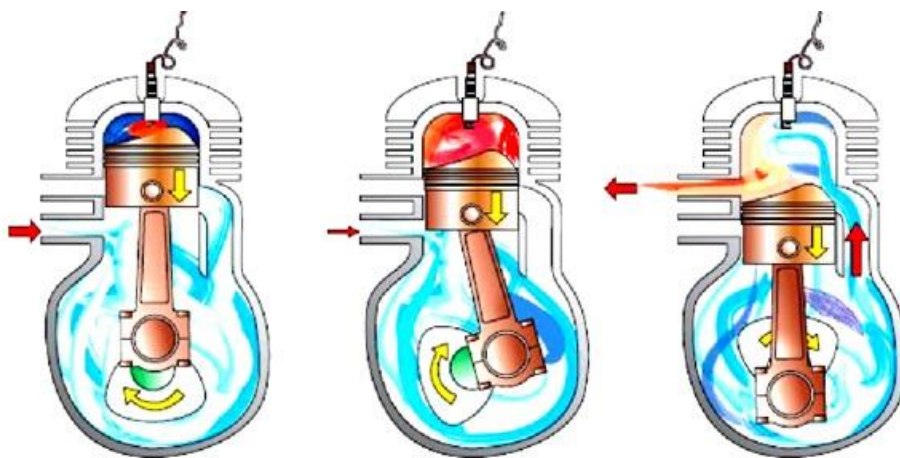


Figura 18. Proceso de sustitución

Conforme el pistón baja, movido por la energía liberada en la combustión, se abre en primer lugar la lumbrera de salida dejando escapar los gases ya quemados, y justo después lo hace la lumbrera de transferencia para

permitir la admisión de la nueva mezcla. Es inevitable que parte de los gases de entrada se mezcle con los gases de salida y escape sin realizar la combustión. Mayormente ocurre a bajas revoluciones y supone un aumento del consumo y una importante penalización para el rendimiento del motor. Normalmente en un motor de dos tiempos, entre un 15% y un 20% del combustible suministrado saldrá por la lumbrera de escape realizando un *escape rápido*.

La eficiencia de sustitución  $\eta_{sc}$  (en inglés *scavenging efficiency*) se define como el cociente de la masa de gas atrapado en el pistón procedente de nueva mezcla  $m_{new}$ , esto es, una vez que se cierra la lumbrera de escape, y la masa total de gas encerrado  $m_T$  (permanecerán además gases quemados  $m_{burnt}$  y sin quemar  $m_{unburnt}$  del anterior ciclo de combustión).

$$m_T = m_{new} + m_{burnt} + m_{unburnt} \quad (1)$$

$$\eta_{sc} = \frac{m_{new}}{m_T} \quad (2)$$

Una baja eficiencia implica necesariamente que una cantidad considerable de nueva mezcla está escapando del cilindro sin quemarse. El diseño de las lumbreras de transferencia y escape, así como su situación, son aspectos a considerar para poder obtener del motor la potencia deseada al menor consumo posible, presentando así un mayor rendimiento. Algunos de estos diseños se presentan en la figura 19.

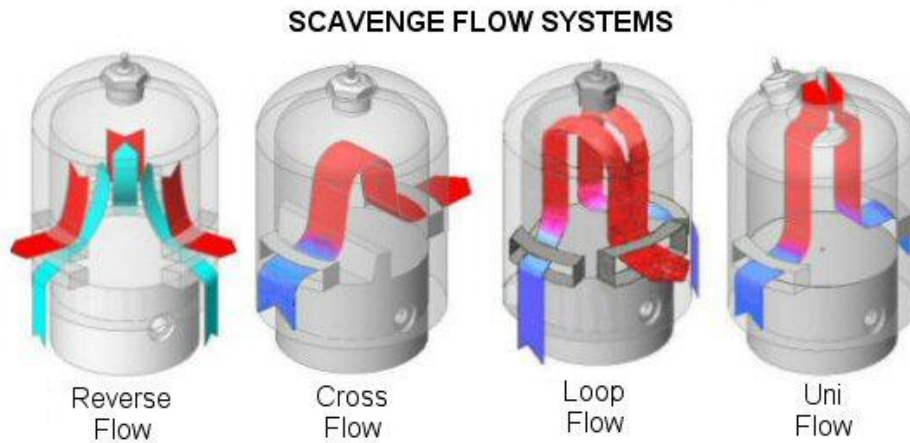


Figura 19. Diseños de lumbreras

Otro efecto indeseable son los llamados *flujos de retorno*. Poco después de que se abra la lumbrera de salida, se descubrirá la lumbrera de transferencia. Los gases de refresco no podrán entrar en el cilindro hasta que la presión existente en él no decaiga por debajo de la que poseen éstos. Si la diferencia de presiones entre los gases del cilindro y la nueva mezcla es demasiado elevada justo cuando se abre la lumbrera de transferencia, puede generarse una corriente de gases de combustión que trate de introducirse en el cárter. Esto dificultará el paso de los gases de refresco, bajando enormemente la eficiencia de sustitución y provocando la existencia de una mayor cantidad de gases residuales en el cilindro para el siguiente ciclo. Se produce principalmente a bajas revoluciones; a altas revoluciones también puede ocurrir, aunque en menor grado.

### 2.3 Actuaciones de los motores de dos tiempos

Habiéndose entendido el funcionamiento de un motor de dos tiempos, se pasará en esta nueva sección a estudiar sus actuaciones. Se va a analizar como éstas se ven alteradas ante cambios en distintos parámetros como el dosado, la posición de palanca de gases y las revoluciones del motor. Además se determinarán factores de corrección atendiendo a la velocidad de giro y la posición de palanca. Esto será de vital importancia más adelante, en la sección 2.5, cuando se formule un modelo genérico de actuaciones para un motor de dos tiempos y encendido por chispa. Se dejará para la sección 2.4 la dependencia con la altitud de vuelo, por ser el factor más relevante.

### 2.3.1 Parámetros esenciales

En primer lugar se van a definir cada uno de los parámetros que permiten caracterizar las actuaciones de un motor de dos tiempos, tales como potencias, presiones medias efectivas, consumos o rendimientos. Para poder asimilarlos debidamente, conviene hacer antes una aclaración sobre la diferencia existente entre la compresión de un motor de dos tiempos y la de uno de cuatro tiempos, donde se definirán algunos parámetros geométricos importantes.

En ambos motores, la cilindrada  $V_d$  (o volumen de desplazamiento) se define como el volumen del cilindro barrido por el pistón desde su posición más elevada, punto muerto superior (PMS), hasta su posición más baja, punto muerto inferior (PMI) y viceversa. La distancia entre estos dos puntos se conoce como la carrera del pistón ( $L$ ). La relación entre ambos parámetros será por tanto

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} L \quad (3)$$

siendo  $D$  el diámetro del cilindro. Entre el PMS y la parte superior del cilindro existe una holgura  $V_c$  en la que se aloja la mezcla de aire-combustible en su estado de máxima compresión.

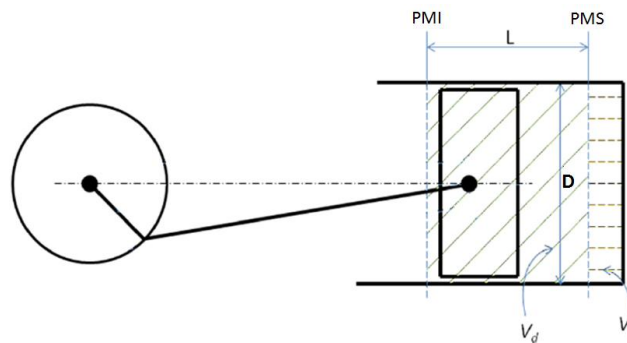


Figura 20. Parámetros geométricos del cilindro

En un motor de cuatro tiempos, la nueva mezcla se comprime desde que el pistón se encuentra en el PMI hasta que llega al PMS. La relación de compresión, cociente entre los volúmenes de gas antes y después de la compresión, queda de la forma

$$RC_{(4T)} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (4)$$

En un motor de dos tiempos, sin embargo, la compresión no comienza hasta que se cierre la lumbrera de escape, para lo cual el pistón habrá recorrido una distancia  $L'$  y barrido un volumen  $V'$ . La relación de compresión será en definitiva menor que si se definiese de igual modo que uno de cuatro tiempos

$$RC_{(2T)} = \frac{V_d - V' + V_c}{V_c} \quad (5)$$

$$V' = \frac{\pi D^2}{4} L' \quad (6)$$

Dicho esto, se procederá a describir cada parámetro de actuación propio de un motor de dos tiempos y encendido por chispa. Se supondrá en todo momento que el motor consta de un solo cilindro.

#### 2.3.1.1 Potencia

Se denomina potencia al trabajo por unidad de tiempo que el motor es capaz de proporcionar. En la literatura, se distingue entre potencia indicada (*indicated power*,  $P_i$ ) y potencia de frenado (*brake power*,  $P_b$ ). La primera se corresponde con el trabajo neto que realiza el pistón a lo largo de su carrera, mientras que la segunda es la potencia medida en el eje. Se la conoce como potencia de frenado puesto que sería aquella que un freno



debería disipar para poder anular el par del motor. Idealmente ambas potencias serían iguales, pero en el funcionamiento real se encuentra que parte de la potencia generada en el pistón se pierde por el rozamiento de las partes móviles del motor. Se define el rendimiento mecánico  $\eta_m$  como el cociente de las dos potencias. La diferencia de ambas será la potencia de fricción  $P_f$ .

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \quad (7)$$

$$P_f = P_i - P_b \quad (8)$$

Para la caracterización de las actuaciones se trabajará con la potencia de frenado  $P_b$ , que también se denomina potencia útil. Se obtiene experimentalmente del producto del par  $M$  que el motor ejerce sobre el eje y las revoluciones a las que gira  $\omega$  (en  $rad/s$ ). El par se mide mediante un dinamómetro o un sensor de par y las revoluciones gracias a un tacómetro.

$$P_b = M \omega \quad (9)$$

Por otra parte, la expresión de la potencia indicada se consigue a partir del trabajo  $W$  que realiza el pistón en cada ciclo y de las revoluciones del motor  $n$  (en  $rev/s$ ).

$$P_i = W n \quad (10)$$

donde se ha tenido en cuenta que cada ciclo se completa en una revolución para un motor de dos tiempos. Un motor de cuatro tiempos, con la misma geometría, generaría aproximadamente la mitad de la potencia por completar un ciclo cada dos revoluciones.

### 2.3.1.2 Presión media efectiva

El trabajo que realiza el pistón en cada ciclo se calcula a partir de la integral del diagrama  $p - V$ , que se representa en la figura 21. La parte inferior de la curva se corresponde con la fase de compresión, donde se le aporta trabajo al gas; mientras que la parte superior se asocia a la fase de expansión, en la que el gas produce trabajo gracias a la energía liberada en la combustión. La diferencia de los dos trabajos será el trabajo neto que se genere en un ciclo:

$$W = \int_{exp} p dV - \int_{comp} p dV \quad (11)$$

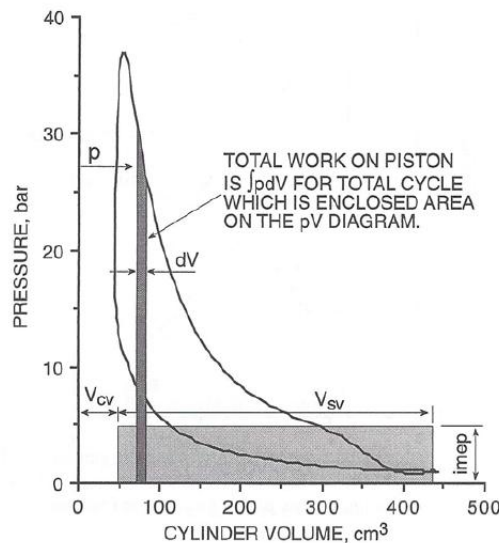


Figura 21. Diagrama p-V en un ciclo de combustión

Como el cálculo de esta integral no es trivial, se prefiere usar en su lugar un parámetro conocido como *presión media efectiva indicada*, en inglés *indicated mean effective pressure (imep)*. Se trata de la presión constante que debería existir en el cilindro, para que en la fase de expansión se generase todo el trabajo del ciclo real. El trabajo que realiza esta presión constante se identifica con el área sombreada en la anterior figura, siendo igual al área que encierra la curva del ciclo real. Según esto, la expresión del trabajo que realiza cada pistón quedaría del siguiente modo

$$W = \int_{exp} imep \, dV = imep (V_f - V_i) = imep V_d \quad (12)$$

Según esto, la potencia indicada sería

$$P_i = imep V_d n \quad (13)$$

No obstante, en las curvas de actuación no se suele representar la *imep* sino la *bmep*, que se denomina *presión media efectiva de frenado* (en inglés, *brake mean effective pressure*). Se define de igual forma que la indicada pero con la peculiaridad de que el trabajo que realizaría el pistón en este caso sería el útil, despreciándose las pérdidas por fricción. Por tanto, dicho trabajo generaría la potencia de frenado en lugar de la indicada.

$$P_b = bmep V_d n \quad (14)$$

La relación entre las dos presiones medias efectivas viene dada por el rendimiento mecánico, como cabría esperar.

$$bmep = imep \cdot \eta_m \quad (15)$$

Para calcular experimentalmente la *bmep* se recurre a su relación con la potencia que proporciona el motor:

$$bmep = \frac{M \omega}{n V_d} = \frac{2\pi M}{V_d} \quad (16)$$

Como puede observarse, depende exclusivamente del par motor y de la geometría del cilindro, eliminándose la dependencia directa con la velocidad de giro. En la mayoría de los casos interesan motores que proporcionen *bmep* altos, ya que se obtendrán de ellos mayores potencias.

### 2.3.1.3 Consumo específico

El consumo específico es otra característica de gran importancia. Se define como el cociente entre el gasto de combustible  $\dot{m}_f$  y la potencia. En función del tipo de potencia empleada, se nombrará como *isfc* (*indicated specific fuel consumption*) o *bsfc* (*brake specific fuel consumption*). En la práctica se empleará *bsfc* por estar referido a la potencia real que se obtiene del motor.

$$isfc = \frac{\dot{m}_f}{P_i} \quad (17)$$

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (18)$$

Para comparar distintos motores se prestará especial atención a cuál presenta menor consumo específico, puesto que eso implicaría que para la misma potencia se necesitaría quemar menos combustible, siendo una opción más económica.

### 2.3.1.4 Eficiencia

Por último, la eficiencia es una medida de cuánta energía disponible antes de iniciarse la combustión se convierte en potencia útil, la cual será usada para mover el eje del motor. Al inicio de cada ciclo de combustión, la energía se encuentra almacenada en el combustible retenido en el cilindro, siendo ésta producto de la masa de combustible  $m_f$  por su poder calorífico  $Q_c$  (máximo calor que desprenderá por unidad de masa al producirse la reacción). Sin embargo, no toda esa energía se aprovechará para producir trabajo en el pistón. Existirán pérdidas térmicas y combustión incompleta (no todo el combustible que permanezca en la cámara de combustión se quemará). Todo esto motiva una bajada del rendimiento térmico  $\eta_Q$ , cuya expresión es

$$\eta_Q = \frac{W}{m_f Q_c} = \frac{P_i}{\dot{m}_f Q_c} \quad (19)$$

donde se ha tenido en cuenta que por ser el motor de dos tiempos

$$\dot{m}_f = m_f n \quad (20)$$

También se producirán pérdidas mecánicas, debidas a la fricción, al convertir la potencia del pistón en potencia útil en el eje, como se comentó anteriormente. Se definía entonces el rendimiento mecánico  $\eta_m$  como el cociente entre la potencia útil ( $P_b$ ) y la potencia mecánica neta ( $P_i$ ). La eficiencia global del motor, que se formula como el cociente del trabajo útil y la energía almacenada en el combustible, será el producto de los dos rendimientos anteriores.

$$\eta_G = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_c} = \eta_Q \eta_m \quad (21)$$

Una expresión alternativa se consigue si en la primera igualdad se divide numerador y denominador por la potencia útil, quedando

$$\eta_G = \frac{1}{bsfc Q_c} \quad (22)$$

Aquí se comprueba cómo el consumo específico supone una medida de la eficiencia. Mientras menor sea, más eficiente será el proceso. De forma análoga, el rendimiento de combustión se puede expresar como

$$\eta_Q = \frac{1}{isfc Q_c} \quad (23)$$

Por otra parte, existen rendimientos adicionales asociados a la cantidad de mezcla que queda atrapada en el cilindro. Se define el *factor de entrega*  $\Lambda$  como el cociente entre el flujo másico de aire seco proporcionado al cilindro  $\dot{m}_a$  y el que proporcionaría estando éste en condiciones normales de presión y temperatura (99 kPa y 298 K)

$$\Lambda = \frac{m_a}{\rho_0 V_d} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_0 V_d n} \quad (24)$$

siendo  $\rho_0$  la densidad del aire en dichas condiciones. Una menor cantidad de aire entregado conllevará una menor masa de combustible (para mantener la proporción de la mezcla constante) y por tanto menor energía obtenida del proceso de combustión.

También debe tenerse en cuenta que no toda la mezcla entregada permanecerá en el cilindro, sino que buena parte de ella realizará un escape rápido sin intervenir en la combustión. Es necesario establecer una nueva eficiencia, llamada en este caso *eficiencia de confinamiento*  $\eta_{tr}$  (*trapping efficiency* en inglés). Representa la relación entre la masa de aire que queda retenida en el cilindro y la masa que se entrega. Es por ello que guarda cierta relación con la eficiencia de sustitución  $\eta_{sc}$  aunque no son exactamente lo mismo. El producto del factor de entrega y la eficiencia de confinamiento recibe el nombre de *eficiencia de carga*  $\eta_{ch}$  (*charging efficiency*



en inglés). Se trata del cociente entre la masa de aire que se retiene realmente en el cilindro y aquella que guardaría si se llenase con todo el aire de entrada en condiciones normales de presión y temperatura.

$$\eta_{ch} = \eta_{tr} \Lambda \quad (25)$$

De modo que la masa de combustible retenida en el cilindro en cada ciclo se puede expresar empleando estas eficiencias de la siguiente manera

$$m_f = \eta_{tr} \Lambda \rho_0 V_d F \quad (26)$$

donde  $F$ , conocido como *dosado*, es la proporción en masa de combustible/aire de la mezcla. Finalmente, despejando la potencia útil de la ecuación (21) y sustituyendo las expresiones (14), (20) y (26) se llega a

$$P_b = \eta_m \eta_Q \eta_{tr} \Lambda \rho_0 V_d F n Q_c \quad (27)$$

$$bmep = \frac{P_b}{V_d n} = \eta_m \eta_Q \eta_{tr} \Lambda \rho_0 F Q_c \quad (28)$$

$$bsfc = \frac{1}{\eta_m \eta_Q Q_c} \quad (29)$$

Estas fórmulas reflejan el comportamiento real que experimenta un motor durante su funcionamiento. Los parámetros  $\rho_0$ ,  $V_d$  y  $Q_c$  serán constantes en todo momento; mientras que  $\eta_m$ ,  $\eta_Q$ ,  $\eta_{tr}$ ,  $\Lambda$  y  $F$  serán función de las 3 variables de control existentes: velocidad de giro  $n$ , posición de palanca  $\delta_T$  y altitud de vuelo  $h$ .

Estudiar en detalle cómo afecta cada una de estas variables a los parámetros anteriores, con el fin de elaborar un modelo de actuaciones, sería algo muy costoso. El mayor inconveniente, sin embargo, radicaría en que el error cometido al modelar cada parámetro se iría multiplicando, llegándose a resultados no muy fiables en las magnitudes globales. Por esta razón se preferirá elaborar un modelo alternativo que dependa exclusivamente de  $n$ ,  $\delta_T$  y  $h$ , que son las variables sobre las que el piloto puede actuar. La posición de palanca y la altitud la establece el piloto de forma directa; en cambio la velocidad de giro, como se verá más adelante, se determina indirectamente según la velocidad y altitud de vuelo, el ángulo de paso de la hélice (en caso de ser de paso variable) y la palanca de gases.

### 2.3.2 Influencia del dosado

El dosado  $F$ , como ya se ha comentado, representa la proporción de mezcla y se define como el cociente entre los flujos máxicos de combustible y aire que llegan al cilindro. En la literatura se suele encontrar el término *Air to Fuel Ratio (AFR)*, que no es más que el inverso del dosado:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}} = \frac{1}{AFR} \quad (30)$$

La proporción en masa de aire-combustible ( $AFR$ ) para una combustión estequiométrica es de aproximadamente 14.7 para motores de combustión interna. A partir de este valor se definen usualmente en la literatura un nuevo parámetro para indicar si la mezcla es rica o pobre en combustible. Se trata del factor relativo de combustible-aire  $F_R$ , y no es más que el cociente entre el dosado real y el estequiométrico. Así que valores de  $F_R$  mayores que la unidad representarán una mezcla rica, mientras que valores menores se corresponderán con una mezcla pobre.

$$F_R = \frac{AFR_{st}}{AFR} = \frac{F}{F_{st}} \quad AFR_{st} = 14.7 \quad (31)$$

El dosado es uno de los parámetros más importantes para las actuaciones del motor si lo que se pretende es conseguir máxima potencia o mínimo consumo específico. No obstante, la  $AFR$  estequiométrica de 14.7 no se

corresponde con el valor que optimiza ninguna de las anteriores características. Generalmente con mezclas ricas ( $F_R > 1$ ) se obtienen los máximos de potencia mientras que con mezclas pobres ( $F_R < 1$ ) se minimiza el consumo específico de combustible.

Blair [1] generó curvas de presión media efectiva  $b_{mep}$  y consumo específico  $bsfc$  para un motor de dos tiempos, 400 cc de cilindrada, máxima posición de palanca y 3000 rpm, variando el valor del dosado de la mezcla proporcionada al cilindro en cada caso. Observó que la máxima  $b_{mep}$  se conseguía con un  $AFR$  de 12.2 mientras que para el mínimo  $bsfc$  se necesitaba un  $AFR$  de 15.1. Por tanto, no será posible conseguir máxima potencia y mínimo consumo con un mismo dosado de mezcla. Normalmente se suele llegar a una solución de compromiso para cumplir ambos objetivos.

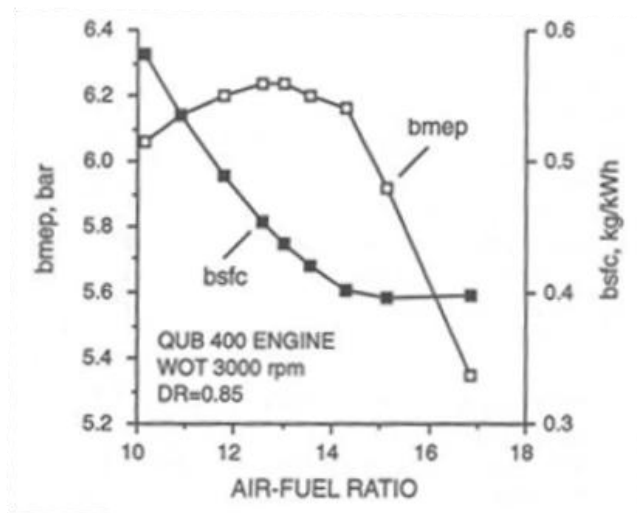


Figura 22. Influencia del dosado según Blair

Algo que puede llamar la atención es que la máxima potencia se alcanza para mezclas ricas en combustible. En principio, si se tiene una combustión estequiométrica todos los reactivos se quemarán, por lo que si se le añadiera combustible en exceso, éste no intervendría en la reacción. Lo que ocurre en realidad es que el dosado se corresponde con la relación combustible-aire proporcionada al cilindro, pero ésta no tiene por qué ser igual a la proporción combustible quemado-aire. La razón de ello es que la combustión se ve afectada por el rendimiento térmico  $\eta_Q$ , función de diversos factores como la temperatura o la presión de la mezcla, que hará que no todo el combustible se queme aunque disponga de suficiente oxígeno para hacerlo. Por tanto, con mezclas más ricas se conseguirá que más cantidad de combustible reaccione, con menor exceso de oxígeno.

No obstante, llegará un punto en el que por más rica que sea la mezcla no se quemará más combustible. A partir de ahí la presión media efectiva bajará, puesto que empeora el rendimiento de la combustión ante tanto exceso de combustible. Existirá un límite en el que se ahogará el motor y no podrá ser capaz de seguir en funcionamiento. Blair identificó este punto con un  $AFR = 9$  para su motor de ensayo, aunque diferirá respecto a otros tipos y modelos de motores, siendo sólo un valor orientativo. También existirá un punto extremo de mezcla pobre, a partir del cual el motor no sea capaz de producir la suficiente potencia como para vencer su propia inercia;  $AFR = 19$  según Blair.

Por otra parte, Taylor [3] recoge una gráfica teórica de consumo específico, análoga a la de Blair, donde incluye curvas a distintas posiciones de palanca de gases. En este caso se representa en función del factor relativo de combustible-aire  $F_R$ , en lugar del Air to Fuel Ratio  $AFR$ .

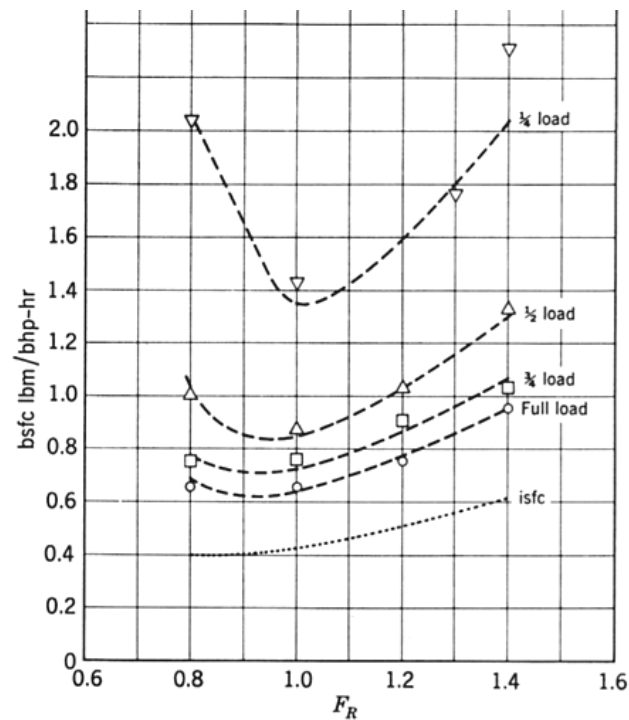


Figura 23. Influencia del dosado según Taylor

En primer lugar, se observa una disminución del  $bsfc$  al aumentar la posición de palanca; debiéndose principalmente al incremento de la potencia generada. Por otro lado, y al igual que en la gráfica de Blair, al empobrecer la mezcla el consumo específico disminuye. Sin embargo, esto no es así indefinidamente sino que existe un valor óptimo en torno a  $F_R \in [0.9 - 0.95]$  a partir del cual, si se sigue empobreciendo, aumentará el consumo. Este comportamiento resulta ser más realista puesto que con una mezcla de baja relación de combustible se obtendrá una potencia reducida, penalizando por tanto el consumo específico. De hecho, cuanto menor sea la posición de palanca, más perjudicial será una mezcla excesivamente pobre, aunque Taylor aclara que la curva correspondiente a  $1/4$  de palanca puede no contener datos fiables, debido a que pequeños errores en la estimación de la fricción conllevaría grandes errores en el cálculo del consumo.

Respecto a qué valores de dosado son empleados a lo largo de la envolvente de vuelo del avión, los motores de combustión interna cuentan con una selección de éste atendiendo a la posición de palanca. En motores de carburación se realizará de forma fluidomecánica y en motores de inyección de modo electrónico, siendo este último más preciso. En general, mientras mayor sea la posición de palanca, más rica será la mezcla. Para actuaciones en despegue, subida y aceleración se requerirá máxima potencia en el motor, así que el dosado deberá estar próximo al proporcione máxima  $bme_p$  (mezcla enriquecida). En crucero el motor trabajará a potencias medianamente altas y se buscarán mezclas algo empobrecidas con las que se consigan buenos consumos específicos y valores aceptables de  $bme_p$ . Finalmente, en configuración de ralentí o descenso se le requerirá menos potencia al motor, empleándose mezclas aún más pobres próximas al punto de mínimo  $bsfc$ .

### 2.3.3 Influencia de la velocidad de giro

La velocidad de giro  $n$  de un motor no se impone sino que queda determinada por el equilibrio entre la potencia proporcionada por el motor y la consumida por la hélice. Para una determinada altitud de vuelo, una posición de palanca fijada y un ajuste dado del carburador, el motor tendrá asociada una curva característica de potencia frente a revoluciones. Por su parte, la hélice también tendrá una gráfica equivalente. Mientras mayores sean la velocidad de giro y su diámetro, más potencia consumirá. Otros factores que también incrementan la potencia consumida son la velocidad de vuelo y el ángulo de paso de la hélice.

Finalmente, buscando el punto de corte de ambas curvas se obtiene las revoluciones de equilibrio. Cuanto mayor sea la posición de palanca o menor sea la altitud de vuelo, este punto se desplazará a velocidades más altas, debido a que aumenta la potencia proporcionada por el motor a cualquier  $n$ , como se observa en la figura 24.

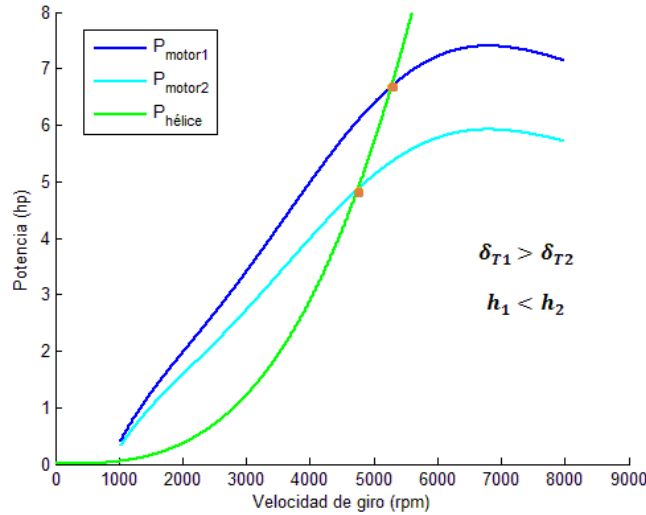


Figura 24. Puntos de corte para distintas configuraciones de motor

Lo mismo ocurriría si se empleara una hélice de menor diámetro, menor ángulo de paso o se volase velocidad más reducida, puesto que la potencia consumida disminuiría para cualquier velocidad de giro.

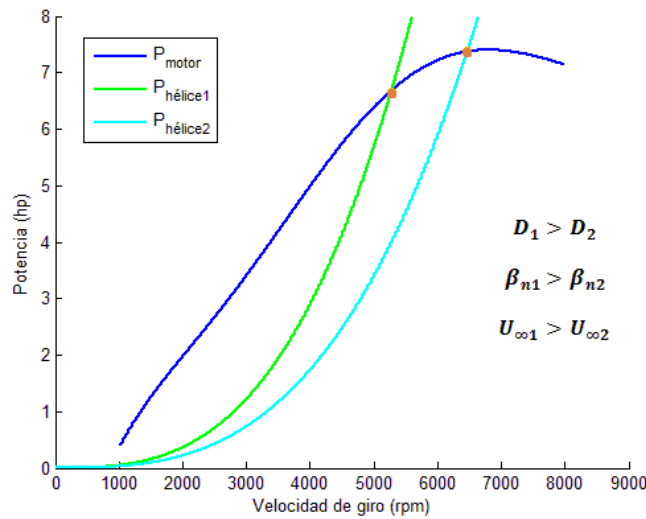


Figura 25. Puntos de corte para distintas configuraciones de hélice

Es fundamental conocer el comportamiento de un motor ante la velocidad de giro, ya que atendiendo a esto se podrá seleccionar una hélice que proporcione el empuje requerido en crucero a unas revoluciones que minimicen el consumo específico.

En las figuras 26 y 27, obtenidas por Heywood [4] para un motor de combustión interna y encendido por chispa, se representan las potencias, presiones medias efectivas y consumos específicos indicados y de frenado como función de la velocidad de giro del motor y a máxima posición de palanca.

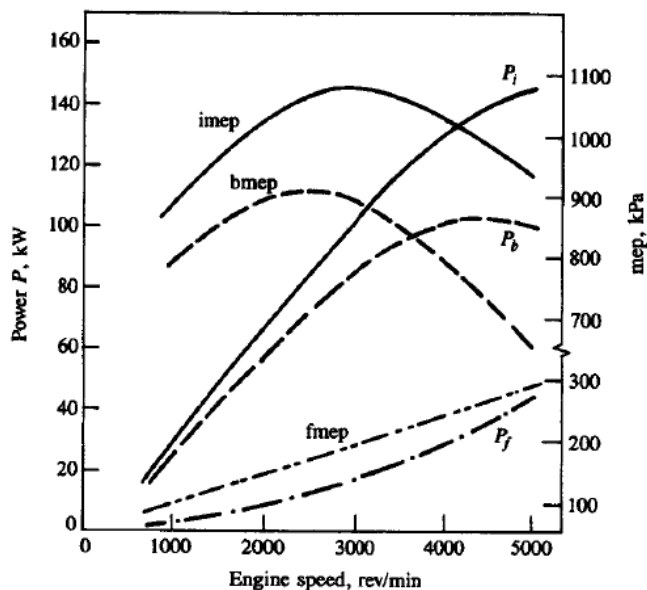


Figura 26. Influencia de la velocidad de giro en la potencia y la presión media efectiva

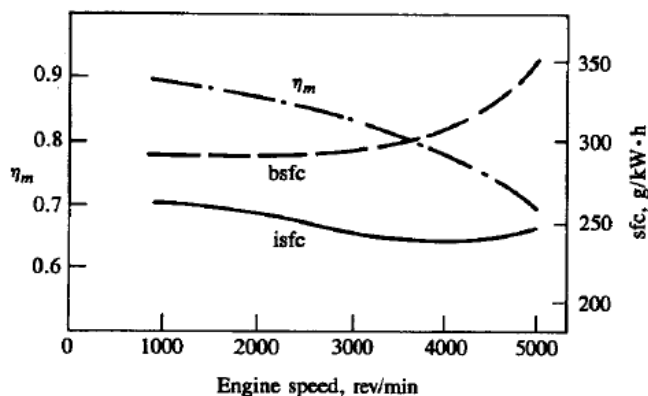


Figura 27. Influencia de la velocidad de giro en el consumo y el rendimiento

La potencia indicada  $P_i$  se genera de la suma de la potencia de frenado  $P_b$  y la potencia de fricción  $P_f$ . A medida que aumentan las revoluciones, se producirán cada vez mayores pérdidas por rozamiento, lo que provocará que la potencia de frenado alcance un máximo y después descienda, a diferencia de la tendencia monótonamente creciente de la potencia indicada. Esto queda también patente en la bajada del rendimiento mecánico  $\eta_m$ , que pasa de tener un valor de 0.9 en 1000 rpm a valer 0.7 en 5000 rpm.

Por otra parte, las curvas de presiones medias efectivas  $imep$  y  $bmep$  presentan formas parabólicas. Dado que el consumo específico  $isfc$  varía poco en todo el rango de velocidades, los cambios en el rendimiento de combustión  $\eta_Q$  afectarán poco a la  $imep$ , así que esa forma se deberá principalmente a modificaciones en la eficiencia de carga  $\eta_{ch}$ . A velocidades medias se tendrá la mayor cantidad de mezcla en el cilindro, lográndose entonces el máximo trabajo en el pistón tras la combustión. A pesar de que a mayores velocidades la  $imep$  disminuye, la potencia indicada  $P_i$  seguirá aumentando gracias a la mayor velocidad del motor.

La presión media efectiva de fricción  $f_{mep}$ , que se define como la diferencia entre la indicada y la de frenado, crece linealmente con la velocidad del motor, provocando que el máximo de  $bmep$  se sitúe a menores revoluciones que el máximo de  $imep$ . La  $f_{mep}$  da una idea de cuánta energía es desperdiciada en cada ciclo realizado por el pistón.

$$f_{mep} = imep - bmep \tag{32}$$

Para acabar de analizar la gráfica, se observa cómo el consumo específico  $isfc$  disminuye con las revoluciones, alcanzando un valor mínimo a 4000 rpm. Esto se debe a la mejora del rendimiento de

combustión  $\eta_Q$  (del orden de 0.3), puesto que al aumentar la velocidad del pistón se perderá menos energía por transmisión de calor. Con el consumo  $bsfc$  ocurre lo contrario, ya que las mayores pérdidas por fricción serán más importantes que el mejor aprovechamiento de la combustión.

Se procede a continuación a elaborar un modelo genérico de variación de la potencia  $P_b$  con la velocidad de giro del motor. El consumo específico  $bsfc$  se asumirá aproximadamente constante con las revoluciones, dado que las variaciones que experimenta no suelen ser tan acusadas como en la potencia o en la presión media efectiva. Se recurre a las curvas a nivel del mar correspondientes a un motor de dos tiempos, de encendido por chispa y 3 cilindros recogidas también por Heywood [4], y que se presentan en la figura 26.

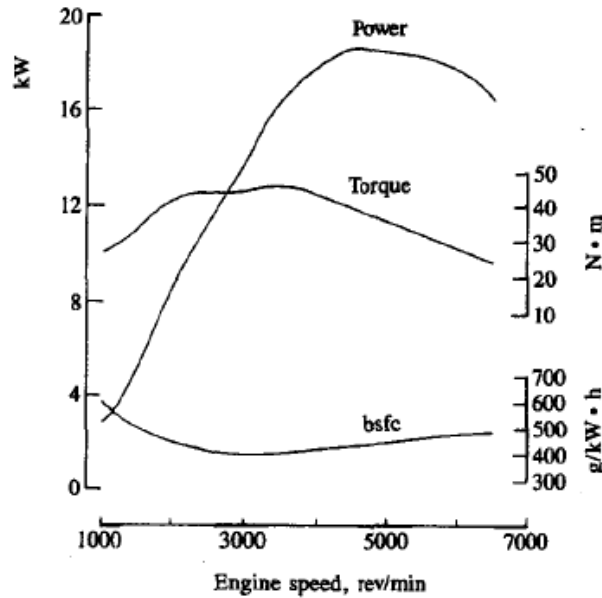


Figura 28. Curvas de un motor de dos tiempos en función de la velocidad de giro

Se tratan de curvas correspondientes a posición de palanca máxima. Sólo interesará la correspondiente a la potencia. Tomando puntos de la gráfica y calculando la curva de mejor ajuste, se llega a la siguiente expresión polinómica adimensional, válida para cualquier motor de características semejantes

$$\frac{P}{P_{m\acute{a}x}} = f_N = -5.642 \chi^6 + 27.784 \chi^5 - 52.303 \chi^4 + 46.519 \chi^3 - 20.517 \chi^2 + 5.618 \chi - 0.46 \quad (33)$$

donde  $\chi$  es la velocidad de giro  $N$  adimensionalizada con aquella para la que se genera la máxima potencia  $N_{m\acute{a}x}$ :

$$\chi = \frac{N}{N_{m\acute{a}x}} \quad (34)$$

En lo que sigue se empleará la variable  $N$  para referirse a velocidad de giro en  $rpm$ , mientras que se seguirá conservando  $n$  para velocidad en  $rev/s$ . Seguidamente se representa esta función en un rango de  $\chi \in [0.1, 1.2]$  para verificar que presenta un comportamiento similar a la curva de potencia proporcionada por Heywood.

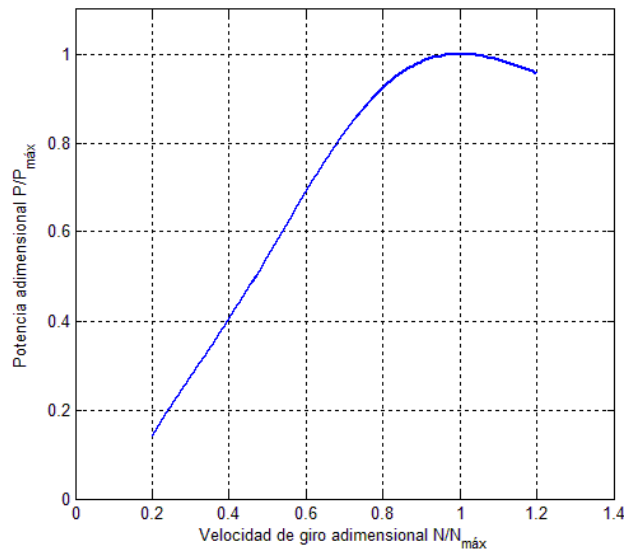


Figura 29. Ejemplo de curva de potencia en función de la velocidad de giro

### 2.3.4 Influencia de la palanca de gases

La palanca de gases es el medio principal para controlar la potencia que puede suministrar el motor en todo momento. Cuando la palanca se encuentra en su posición máxima, se dice que el motor funciona a carga total; en caso contrario, trabaja a carga parcial.

Ya sea por conexión mecánica o por control remoto, una modificación en la posición de la palanca provocará una mayor o menor apertura de la válvula de mariposa situada en el carburador. Cuanto más abierta esté, más fácilmente se transmitirá la depresión del cárter al exterior, permitiendo una mayor entrada de aire. Respecto a la variación de la proporción de combustible, ya se explicó en la subsección 2.3.2 que el dosado crece al incrementar la posición de palanca, aunque de forma controlada ya que los carburadores cuentan con sistemas correctores de mezcla, como se vio en la subsección 2.2.2 Así que en términos generales, un cambio en la palanca afectará mayoritariamente a la cantidad de mezcla encerrada en el cilindro y en menor medida al dosado. Por tanto, cuanto mayor sea la posición de ésta, más energía se podrá obtener de la combustión y mayor potencia se conseguirá en el eje.

Heywood [4] afirma que a carga parcial un motor presentará curvas de velocidad de giro similares a las de la figura 26, aunque la disminución de  $bme_p$  a altas velocidades será más acusada por existir una peor eficiencia de carga  $\eta_{ch}$ , es decir, disminuirá la cantidad de mezcla que se retiene en el cilindro. Ver ecuación (28).

Respecto al consumo específico  $bsfc$ , se verá penalizado a carga parcial por la disminución del rendimiento mecánico  $\eta_m$ ; ver ecuación (29). La fricción dependerá principalmente de la velocidad de giro; si disminuye la posición de palanca manteniéndose constante las revoluciones, se tendrá una reducción de la potencia conseguida en el pistón (potencia indicada) mientras que la potencia de fricción apenas experimentará cambios. En consecuencia, la proporción  $P_f - P_i$  será mayor, resultando en una bajada del rendimiento mecánico. Queda patente en la figura 30 procedente de Taylor [3].

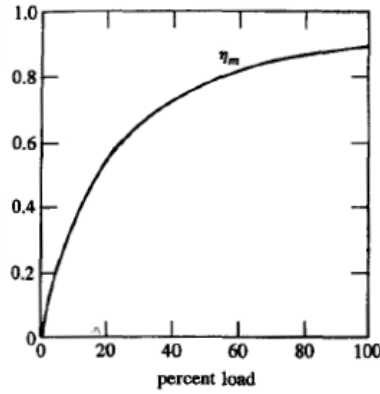


Figura 30. Variación del rendimiento mecánico con la posición de palanca

Una vez explicado cualitativamente, se creará de modo equivalente un modelo de corrección de la potencia y consumo específico ante cambios en la posición de palanca. Esta vez se tomarán como referencia gráficas pertenecientes a Taylor [3] donde se representan, para un motor alternativo de carburación y encendido por chispa, las modificaciones experimentadas en la *bmep* y el *bsfc* ante cambios en el dosado y para varias posiciones de palanca.

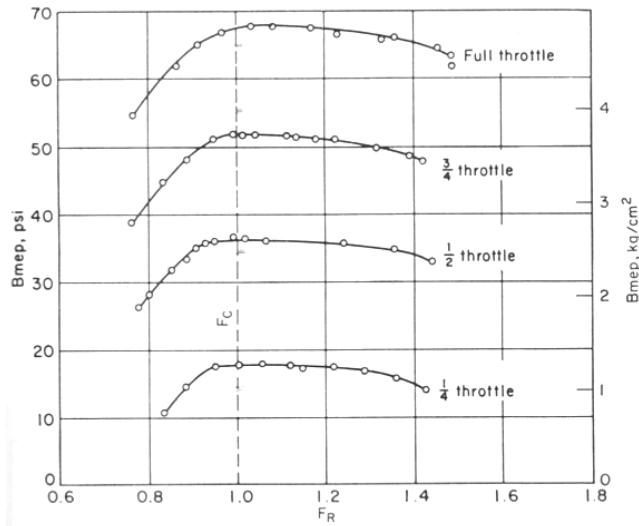


Figura 31. Curvas de *bmep* en función del dosado para varias posiciones de palanca

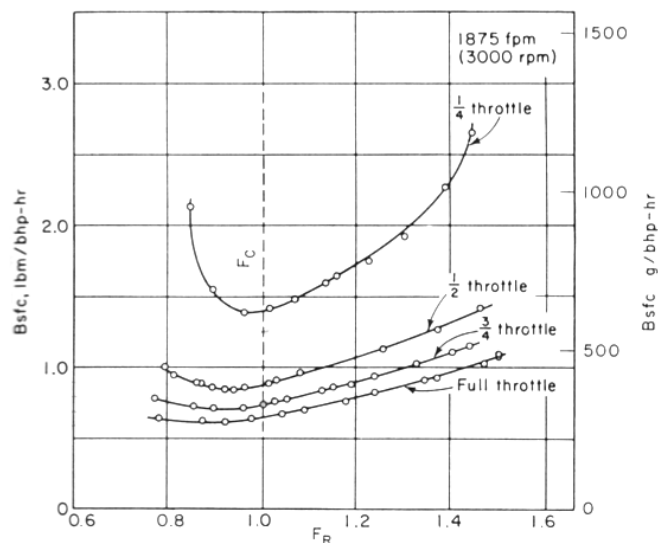


Figura 32. Curvas de *bsfc* en función del dosado para varias posiciones de palanca



Aunque no se tengan valores de potencia, los resultados asociados a la presión media efectiva podrán ser extrapolables a la potencia, sin más que tener en cuenta que

$$\frac{bmep_1}{bmep_2} = \frac{\frac{P_{b1}}{V_d n}}{\frac{P_{b2}}{V_d n}} = \frac{P_{b1}}{P_{b2}} \quad (35)$$

La influencia del dosado ya se estudió anteriormente, así que se atenderá a los valores correspondientes a un dosado próximo a la unidad. Debido a la variabilidad de cada magnitud con el dosado, cuando el motor funcione en condición rica el factor de corrección será más acertado para la  $P_b$ , mientras que si trabaja en condición pobre dará mejores resultados para el  $bsfc$ . Tomando estos datos se crean las gráficas de las figuras 33 y 34, en las que se observa una tendencia lineal creciente con la posición de palanca  $\delta_T$  para la potencia y una dependencia potencial decreciente para el consumo.

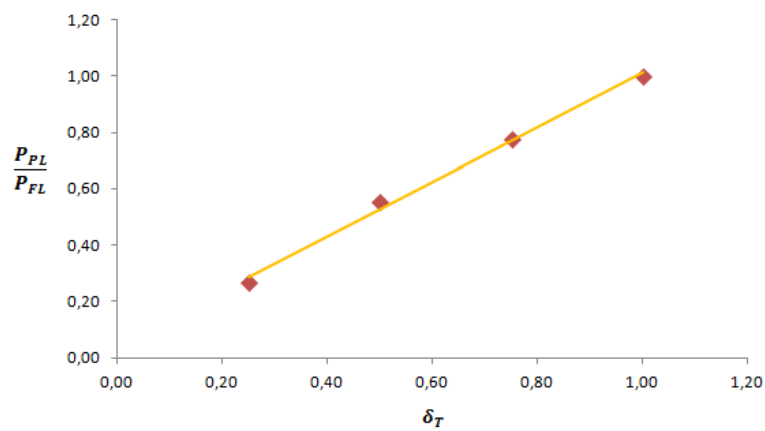


Figura 33. Factor de corrección de potencia para posición de palanca

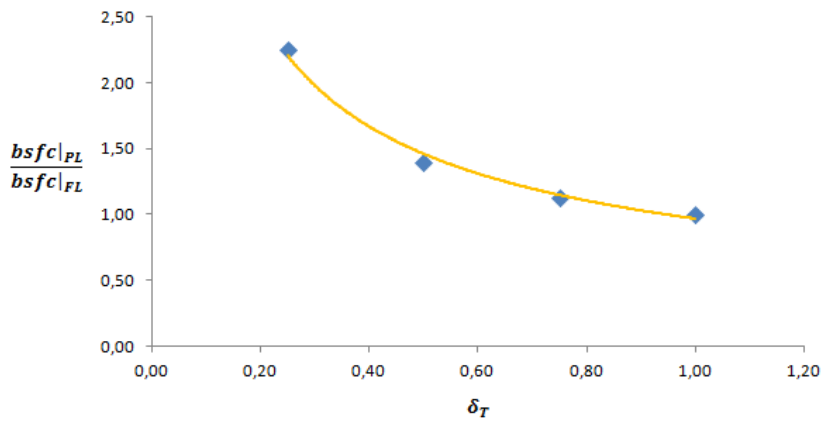


Figura 34. Factor de corrección de consumo para posición de palanca

Las expresiones de ambos factores son respectivamente

$$\frac{P_{PL}}{P_{FL}} = f_{\delta_T} = 0.0328 + 0.9672 \delta_T \quad (36)$$

$$\frac{bsfc|_{PL}}{bsfc|_{FL}} = g_{\delta_T} = 0.9674 (\delta_T)^{-0.595} \quad (37)$$

refiriéndose el subíndice  $PL$  a carga parcial (*part load*) y  $FL$  a carga total (*full load*), donde se tiene  $\delta_T = 1$ .

Quedaría por incluir el comportamiento descrito por Heywood de que la presión media efectiva, y en consecuencia la potencia, decae más rápidamente a altas velocidades funcionando el motor a carga parcial. Se ha creado para ello una función  $f_{N_{max}}$  que multiplica al factor  $f_{\delta_T}$  anterior

$$f_{N_{max}} = 1 - A(1 - \delta_T)(3.5 \lambda^4 - 3.439 \lambda^3 + 1.0306 \lambda^2 - 0.0923 \lambda) \quad (38)$$

donde el coeficiente adimensional  $\lambda$  no es más que la velocidad de giro adimensionalizada de forma que tenga valor nulo para la mínima velocidad del motor  $N_i$  y valor unidad para la velocidad máxima  $N_f$ .

$$\lambda = \left( \frac{N - N_i}{N_f - N_i} \right) \quad (39)$$

Analizando la forma de la función, puede verse que se compone de una constante de valor unidad a la que se le resta un polinomio de grado 4, función exclusivamente de  $\lambda$ , que a su vez se encuentra ponderado por un factor  $A$  característico del motor y otro factor dependiente de la posición de palanca.

El polinomio se ha ajustado para que en el rango de bajas velocidades  $\lambda \in [0,0.5]$  tenga aproximadamente valor nulo y a partir de  $\lambda = 0.5$  crezca hasta alcanzar un valor unidad en  $\lambda = 1$ .

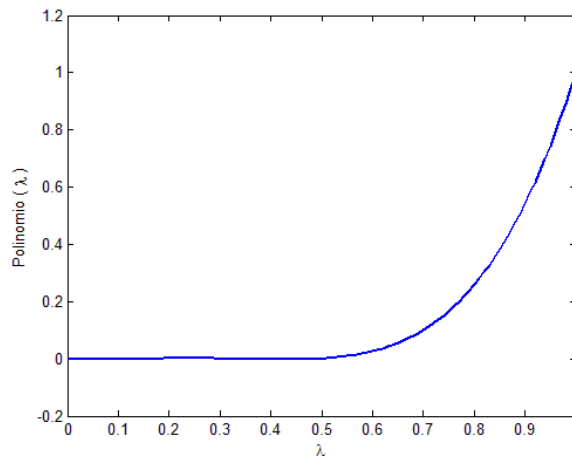


Figura 35. Polinomio  $\lambda$  de la función  $f_{N_{max}}$

Las fluctuaciones producidas a velocidades bajas son efectivamente despreciables como puede apreciarse en la figura 35, donde se ha representado el polinomio para todo el rango de valores que toma la variable  $\lambda$ . Se tiene por tanto, que a bajas velocidades, la función  $f_{N,\delta_T}$  no introducirá cambios significativos en el factor de corrección por posición de palanca. No ocurrirá lo mismo a altas velocidades, donde cada vez se verá más penalizada la potencia.

Se sigue con el factor de ponderación  $A(1 - \delta_T)$ . Si el motor opera a carga total ( $\delta_T = 1$ ) la función  $f_c$  tampoco debe introducir cambios debido a que  $\frac{P_{PL}}{P_{FL}} = 1$  por definición. A partir de ahí, cuanto menor sea la posición de palanca, se tendrán caídas cada vez más bruscas de la potencia a altas velocidades. La principal consecuencia de ello es que el máximo de potencia cada vez se alcanzará a velocidades menores. El coeficiente  $A$ , que se encuentra comprendido entre los valores  $A \in [0,1]$  representa la intensidad con la que decae la potencia e influye directamente en cómo se desplaza el máximo de potencia a cargas parciales. A priori es un parámetro desconocido para cada motor, por lo que debe determinarse a través de ensayos.

Finalmente, para ilustrar el acierto del factor de corrección elegido, se representan curvas de potencia adimensional  $\frac{P}{P_{m\acute{a}x}}$  en función de la velocidad adimensional  $\frac{N}{N_{m\acute{a}x}}$  para distintas posiciones de palanca: 25%, 50%, 75% y 100%. Se ha empleado la función de potencia en función de la velocidad de giro para posición de palanca máxima ( $f_N$ ), creada en la subsección anterior. Para realizar el ajuste para la posición de palanca real se multiplica por el factor de corrección recién deducido. La expresión global es en definitiva

$$\frac{P}{P_{m\acute{a}x}}(N, \delta_T) = f_N \cdot f_{\delta_T} \cdot f_{N_{m\acute{a}x}} \quad (40)$$

$$f_N = -5.642 \chi^6 + 27.784 \chi^5 - 52.303 \chi^4 + 46.519 \chi^3 - 20.517 \chi^2 + 5.618 \chi - 0.46 \quad (41)$$

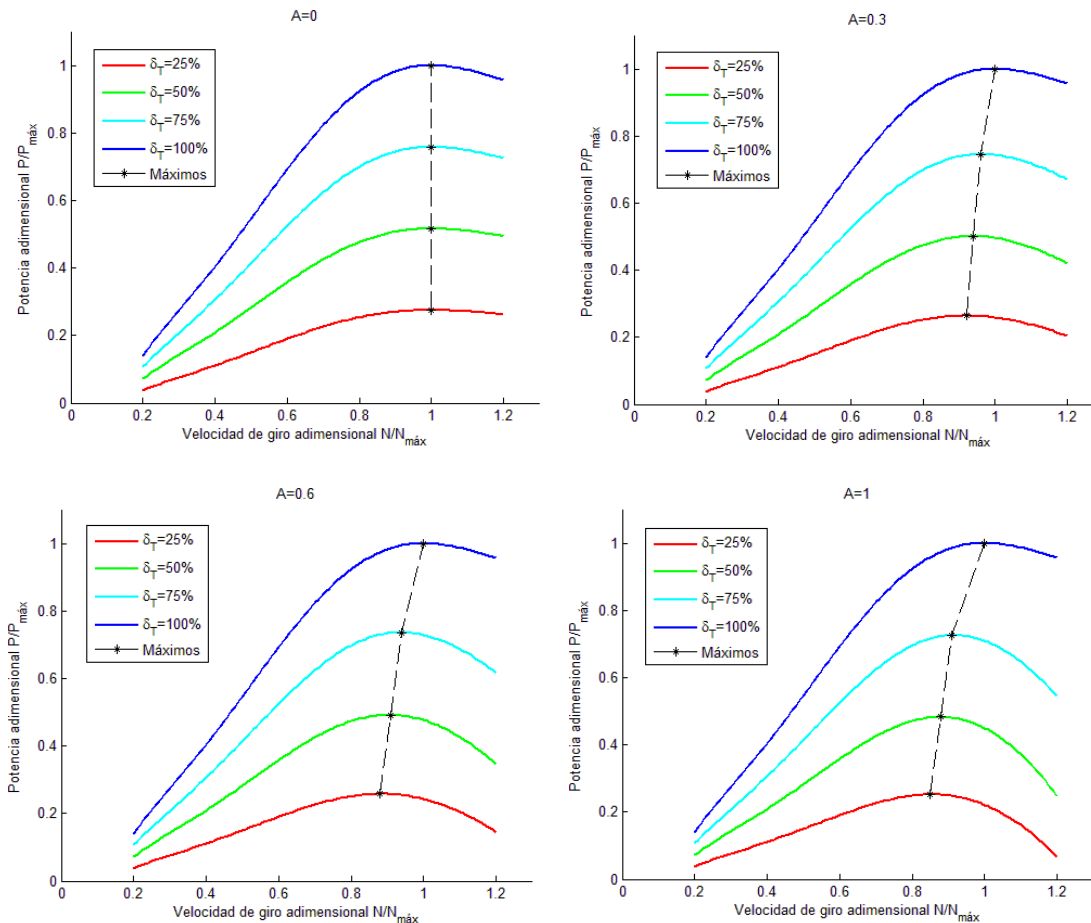
$$\chi = \frac{N}{N_{m\acute{a}x}} \quad (42)$$

$$f_{\delta_T} = 0.0328 + 0.9672 \delta_T \quad (43)$$

$$f_{N_{m\acute{a}x}} = 1 - A(1 - \delta_T)(3.5 \lambda^4 - 3.439 \lambda^3 + 1.0306 \lambda^2 - 0.0923 \lambda) \quad (44)$$

$$\lambda = \left( \frac{N - N_i}{N_f - N_i} \right) \quad (45)$$

Para las representaciones se ha supuesto que  $N_i = 0.2N_{m\acute{a}x}$  y  $N_f = 1.2N_{m\acute{a}x}$ . Además, se han tomado varios valores del coeficiente  $A$  para que se aprecie su influencia.



Figuras 36 a), b), c) y d). Curvas de potencia para varias posiciones de palanca

Para  $A = 0$  no existirá penalización a altas velocidades, así que el máximo de potencia se encontrará siempre en la misma velocidad de giro para cualquier posición de palanca. En cambio, conforme mayor valor vaya tomando, más se desplazarán los máximos hacia menores revoluciones, tal y como se comentó anteriormente.

### 2.3.5 Mapas de operación

Los mapas de operación son una forma común de recoger las características de actuación de un motor de combustión interna para todo el rango de revoluciones y posiciones de palanca. Se representa, en primer lugar, la presión media efectiva  $b MEP$  en función de la velocidad media del pistón para palanca máxima (curva superior). Los puntos superiores a esta curva son imposibles de alcanzar por el motor, mientras que los inferiores se consiguen con posiciones de palanca más bajas. En esta última zona, se representan además curvas de consumo específico  $bsfc$  constante, para dar información sobre qué partes son más eficientes y cuáles menos. En la figura 37 aparece el mapa de operación de un motor de combustión interna de encendido por chispa propio de un turismo.

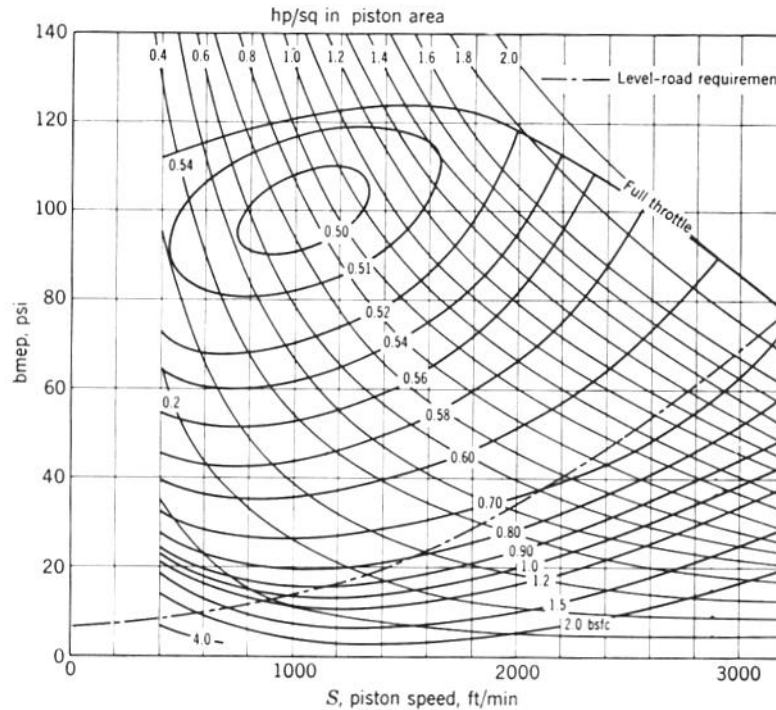


Figura 37. Mapa de operación

Generalmente, estos motores presentan la región de mínimo consumo específico, y consecuentemente máxima eficiencia, a carga parcial, bajas revoluciones y altas  $b MEP$ , como puede apreciarse en la anterior figura. La velocidad media del pistón es proporcional a la velocidad de giro y se calcula teniendo en cuenta que en cada revolución del eje, el pistón realiza dos carreras.

$$v_m = 2Ln \quad (46)$$

Como se ha visto anteriormente, a mayores velocidades del pistón, se produce un aumento de las pérdidas por fricción (disminuye  $\eta_m$ ) al igual que una reducción de las pérdidas por transmisión de calor (mejora  $\eta_Q$ ). Para velocidades superiores a la óptima cobra mayor importancia la fricción mientras que para velocidades inferiores priman las pérdidas térmicas. Esta es la razón del incremento del  $bsfc$  en ambos sentidos. Además, puntos de mayor  $b MEP$  (funcionamiento a mayor carga) con respecto al óptimo presentarán mayor consumo específico por necesitar una mezcla más rica en combustible. Para funcionamiento a menor carga empeorará  $\eta_m$  resultando también en un aumento del  $bsfc$ .

En aplicaciones aeronáuticas se suele emplear este punto para actuaciones en crucero, con el fin de minimizar el consumo de combustible con potencias medianamente altas. Para despegues y subidas, en cambio, se usará el punto que proporcione la máxima potencia.

## 2.4 Efecto de las condiciones de vuelo en las actuaciones de motores de dos tiempos de carburación

Un factor que afecta en gran medida a las actuaciones de un motor de dos tiempos es la altitud de vuelo del avión. Se ha decidido separarlo de la anterior sección por ser el parámetro que puede ocasionar mayores penalizaciones. En las siguientes líneas se analizará qué efectos indeseables implica volar más alto con un motor de carburación, así como distintos modelos de corrección con la altitud. En último lugar se verá cuál de ellos presenta un mayor ajuste para un motor Brison 95, que posee características semejantes al Graupner G58.

### 2.4.1 Disminución del gasto másico de aire

El aumento de altitud lleva consigo dos efectos en el aire atmosférico, uno adverso (disminución de presión) y otro favorable (disminución de temperatura). Los dos efectos combinados provocan una variación en la densidad del aire de entrada, atendiendo la ecuación de los gases ideales:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (47)$$

Una disminución de presión conlleva una reducción de la densidad, mientras que si baja la temperatura sucede lo contrario. Sin embargo, el hecho de que las variaciones de presión con la altitud sean más acusadas que las de temperatura (en atmósfera ISA) desencadena que el efecto global sea una reducción de la densidad.

Se tiene entonces que, a igualdad de revoluciones del motor (mismo caudal de aire de entrada), el pistón succionará menor masa de aire a mayor altitud, produciéndose una considerable reducción en el factor de entrega  $\lambda$ . El gasto de combustible deberá ser menor para mantener el dosado en el valor deseado, teniéndose los siguientes efectos adversos:

- **Reducción de la potencia y la presión media efectiva:** En el cilindro entra menos cantidad de mezcla por ciclo, por lo que se obtendrá menor energía del proceso de combustión (se quema menos masa de combustible).
- **Aumento del consumo específico:** La disminución de la potencia es mucho más acusada que la reducción del flujo de combustible inyectado, de manera que el consumo específico aumentará.

Por otra parte, una bajada en la presión del aire atmosférico implicará una peor eficiencia del proceso de sustitución de gases en cualquier motor de dos tiempos. La nueva mezcla que pase del cárter al cilindro tendrá menos presión por lo que le resultará más difícil empujar a los gases quemados que aún permanezcan en la cámara de combustión. En definitiva, será más frecuente que se produzcan flujos de retorno; además los escapes rápidos de nueva mezcla serán de mayor magnitud.

### 2.4.2 Enriquecimiento de la mezcla con la altitud

Al disminuir el gasto de aire con la altitud, se ha supuesto que el gasto de combustible lo hará proporcionalmente para mantener el dosado constante, que sería lo deseable. Sin embargo, en un motor de carburación esto no será posible, ya que la mezcla tenderá a enriquecerse conforme se vuele a mayor altitud. Es por ello que para mantener el dosado en un rango aceptable, el motor necesitaría ser ajustado para cada altitud de vuelo. En UAVs que vuelen a baja altitud esto no supondría un gran problema, ya que con un mismo ajuste se podría completar la misión. Para vuelos más altos, en cambio, la situación se complica pudiendo resultar inviable llevarla a cabo.

Recuérdese que el carburador inyecta combustible gracias al efecto Venturi. El aire aspirado por el movimiento del pistón pasa a través de un estrechamiento, donde se acelera disminuyendo la presión. A este punto se conecta un surtidor de combustible, de modo que la depresión originada provocará la succión de éste, mezclándose seguidamente con el flujo de aire. El gasto de combustible  $\dot{m}_f$  inyectado en el venturi depende exclusivamente de la depresión creada en éste. Es por ello que  $\dot{m}_f$  disminuirá al volar a mayor altitud, puesto que la depresión crece con la densidad de aire de entrada. No obstante, no lo hará lo suficiente como para

compensar el menor gasto de aire  $\dot{m}_a$ , resultando en un dosado mayor. A continuación puede verse la demostración, donde se ha empleado la ecuación de *Bernoulli*

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 = cte \quad (48)$$

que se cumple a lo largo de cada línea de corriente.

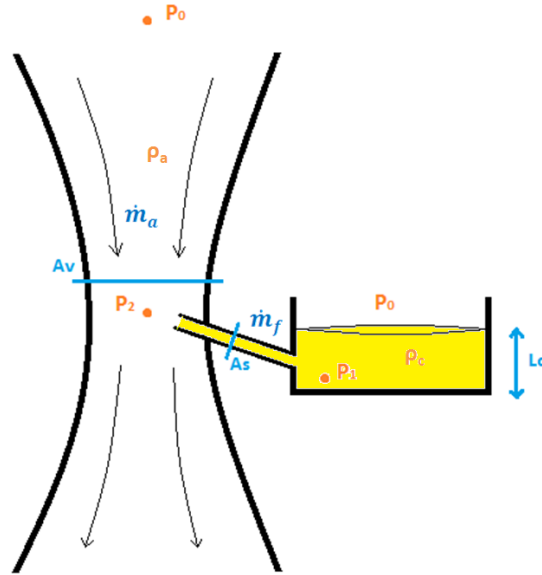


Figura 38. Esquema y variables del carburador

Se supone que la velocidad de giro del motor se conserva ante cambios de altitud, por lo que la velocidad del aire en el estrechamiento  $v_2$  se mantendrá aproximadamente constante. Los flujos másicos de aire y combustible son

$$\dot{m}_a = \rho_a v_2 A_v \quad (49)$$

$$\dot{m}_f = \rho_c v_s A_s \quad (50)$$

siendo  $\rho_a$  y  $\rho_c$  las densidades de aire y combustible, y  $A_v$  y  $A_s$  las áreas del venturi y el surtidor respectivamente. La velocidad con la que se inyecta el combustible es  $v_s$  y será proporcional a la diferencia de presiones  $\Delta p$  existente entre cuba y estrechamiento (sin más que aplicar Bernoulli). Por otra parte este  $\Delta p$ , como se aprecia en la ecuación (54), disminuye con la altitud.

$$v_s = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho_c}} \quad (51)$$

$$p_1 = p_0 + \rho_c g L_c \quad (52)$$

$$p_2 = p_0 - \frac{1}{2}\rho_a v_2^2 \quad (53)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho_c g L_c + \frac{1}{2}\rho_a v_2^2 \quad (54)$$

Siendo  $p_0$  la presión de remanso

$$p_0 = p_a + \frac{1}{2}\rho_a U_\infty^2 \quad (55)$$

donde  $p_a$  es la presión atmosférica y  $U_\infty$  la velocidad de vuelo.

Por tanto  $v_s$  tomará cada vez valores más bajos provocando una reducción del gasto de combustible.

$$v_s = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_c}} = \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c} v_2^2 + 2gL_c} \quad (56)$$

El dosado será finalmente

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{\rho_c A_s}{\rho_a A_v} \frac{1}{v_2} \sqrt{\frac{\rho_a}{\rho_c} v_2^2 + 2gL_c} = \frac{A_s}{A_v} \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_a} + \frac{2gL_c}{v_2^2} \left(\frac{\rho_c}{\rho_a}\right)^2} \quad (57)$$

En esta expresión, todo es constante ante cambios de altitud excepto la densidad atmosférica  $\rho_a$ . Dado que se encuentra dividiendo, se puede concluir que a mayor altitud se tendrá un dosado más alto. Una mezcla demasiado rica bajará considerablemente el rendimiento de la combustión ya que habrá mucho combustible que no se queme, ocasionando grandes dificultades en el arranque y pudiendo ahogar al motor. En situaciones no tan extremas, se tendrán consumos específicos altos y potencias bajas.

Como ya se sabe, el carburador cuenta con agujas para ajustar la cantidad de combustible que va a inyectar, ya sea durante el arranque (aguja de baja) o en pleno funcionamiento (aguja de alta). Este ajuste debe realizarse en tierra por técnicos especializados y según los datos proporcionados por el fabricante. Los carburadores de serie se encuentran ajustados para actuar de forma óptima a nivel del mar, de manera que los motores proporcionarían un correcto despegue pero presentarían un comportamiento muy deficiente a la altitud de crucero. Si se ajustasen las agujas para la altitud de crucero se solventaría este problema pero aparecería uno nuevo: el motor podría no ser capaz de operar a nivel del mar, imposibilitando por tanto el despegue de la aeronave. La razón de ello radica en que se tendría que empobrecer el ajuste a nivel del mar para que fuese óptimo en crucero; por lo que al cilindro le llegaría muy poco combustible. Mientras mayor sea la altitud del ajuste óptimo, más penalizado quedará el funcionamiento del motor a nivel del mar.

Este es el motivo por el cual, los aviones que vuelan con motor de combustión interna de carburación llevan instalados un sistema de selección de paso de aguja de alta. Como mínimo dispondrá de dos posiciones: una de despegue y otra de mezcla empobrecida (para compensar el enriquecimiento producido a la altitud de crucero). La aguja de baja, en cambio, se ajusta en tierra para que se consiga un buen arranque a la altitud del aeropuerto en cuestión. De aquí en adelante se empleará la hipótesis de que el motor de estudio posee un sistema de ajuste de aguja de alta desde cabina. Bien podrá hacerlo manualmente el piloto usando una palanca (funcionamiento análogo a la palanca de gases), o de forma automática según la información que envía el sensor de altitud.

Por otro lado, un motor con sistema de inyección en lugar de carburador, no presentaría este problema, ya que inyectaría más o menos cantidad de combustible atendiendo al flujo másico de aire de entrada. Se mantiene así la proporción deseada de mezcla en todo momento. Las reducciones de potencia al aumentar la altitud sólo se deberán a la menor cantidad de mezcla en el cilindro y no a un bajo rendimiento de combustión por exceso de combustible. Una inyección directa presentaría mayores ventajas, puesto que se evitarían las pérdidas por escape rápido de combustible, disminuyendo considerablemente el consumo específico. Sin embargo, su coste de fabricación es demasiado elevado como para preferirlo por encima del sistema de inyección indirecta en pequeños UAVs.

Otra hipótesis empleada en este proyecto es que un motor con carburador ajustado de forma óptima para una determinada altitud presentará un comportamiento equivalente al del mismo motor con sistema de inyección. Esta conclusión se ha obtenido de la tesis escrita por Crosbie [1] para un motor Brison de dos tiempos y 95cc. Se trata de algo con sentido, puesto que si para ambas configuraciones se genera un dosado aproximado, el comportamiento aguas abajo será muy parecido.

A unas conclusiones parecidas llegó *Grasas-Alsina et al* [1], quien sustituyó el carburador de un motor de motocicleta por un sistema de inyección indirecta de combustible con el fin de encontrar diferencias en las actuaciones. El carburador, al no ser el de un avión, no presentaría problemas de mal ajuste por altitud, sino que estaría optimizado para la altitud por la que circularía la motocicleta. Tras realizar los ensayos encontró

que técnicamente no se genera el mismo dosado con uno y otro sistema, ya que el carburador presenta limitaciones a bajas revoluciones. El sistema de inyección conseguía reducir el consumo específico entre un 10% y un 30% a estas velocidades, así como aumentar la potencia generada. No obstante en mayores rangos de velocidades, en los cuales actuaría el motor mayormente, se tiene un comportamiento casi idéntico al del motor con carburador. Por tanto, despreciando las diferencias que puedan presentar carburador y sistema de inyección a bajas revoluciones, se puede considerar válida la hipótesis anteriormente mencionada.

### 2.4.3 Modelos de corrección con la altitud

Los modelos de variación con la altitud encontrados en la literatura [2] se corresponden generalmente con motores de dos tiempos con sistemas de inyección. No obstante, por lo dicho anteriormente, también podrán ser aplicables a motores de carburación con ajuste óptimo para cada altitud. En la presente subsección se comentarán cada uno de los modelos encontrados tanto para motores de dos tiempos como de cuatro tiempos, junto con las conclusiones a las que llegaron sus creadores. Se diferenciará entre modelos para variación de altitud y modelos para variación de temperatura y presión atmosféricas.

#### 2.4.3.1 Modelos dados por variación de altitud

Se tratan de modelos que vienen expresados en función de la densidad atmosférica, que generalmente se traduce a una altitud equivalente sin más que usar los valores de la atmósfera ISA.

##### a) Anderson

Propone un factor de corrección general de la potencia respecto a la correspondiente a nivel del mar atendiendo a la densidad atmosférica.

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{SL}} = 1.132 \frac{\rho}{\rho_{SL}} - 0.132 \quad (58)$$

Asume, por otro lado, un consumo específico constante con la altitud para motores empleados en cruceros de hasta 3 km de altitud.

##### b) Kimberlin

Emplea una nomenclatura diferente a la de Anderson pero llegando a un modelo equivalente.

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{SL}} = \sigma - \frac{1 - \sigma}{7.55} \quad (59)$$

siendo

$$\sigma = \frac{\rho}{\rho_{SL}} \quad (60)$$

#### 2.4.3.2 Modelos dados por variación de presión y temperatura atmosféricas

Considerar de forma independiente los efectos de la temperatura y la presión hace que estos modelos sean más exactos que los anteriores. La atmósfera ISA es una aproximación sencilla del comportamiento que presenta la atmósfera real; es fiable en cuanto a la delimitación de los niveles de vuelo pero no en cuanto a la determinación rigurosa de las variables termodinámicas. Por tanto, un modelo función de la altitud según la atmósfera ISA no será muy acertado en general, ya que la existencia de fenómenos atmosféricos como borrascas o anticiclones alterarán considerablemente la actuación del motor. Con los siguientes modelos se elimina este inconveniente.

##### a) Heywood & Sher

Formulan un factor que ya no es equivalente a los de Kimberlin y Anderson. Se calcula directamente a partir de la temperatura y la presión atmosféricas, donde  $p_w$  es la presión parcial de vapor de agua.



$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{SL}} = \frac{(p - p_w)}{(p - p_w)_{SL}} \left( \frac{T_{SL}}{T} \right)^{1/2} \quad (61)$$

### b) Taylor

Establece un factor de corrección tomando como referencia una altitud cualquiera, de modo parecido a como lo hizo Heywood pero sin tener en cuenta la humedad del aire. Es aplicable a motores de encendido por chispa en general si se mantiene constante la velocidad de giro del motor, el dosado y la apertura de la palanca de gases ante las variaciones de condiciones atmosféricas.

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{imep_2}{imep_1} = \frac{p_2}{p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \quad (62)$$

### c) Harari & Sher

Estudiaron el efecto de la presión atmosférica en un motor de dos tiempos de encendido por chispa de 350cc y 2 cilindros. Incluyeron además el efecto de la temperatura basándose en correlaciones de otros artículos. Corroboraron que el cociente de temperaturas del factor de corrección de un motor de dos tiempos debía estar elevado a 0.8 en lugar de a 0.5, como ocurría en la literatura de cuatro tiempos. Según esto, en un motor de dos tiempos el efecto de la variación de la temperatura ambiente será mayor que en uno de cuatro.

Inicialmente sugirieron un factor de corrección de potencia y  $bmeP$  válido para velocidades de hasta 6000 rpm y para presiones ambiente tan bajas como 70 kPa (3 km de altitud), donde  $\omega$  es el índice de humedad.

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{SL}} = \frac{1 - \omega}{1 - \omega_{SL}} \left( \frac{p}{p_{SL}} \right)^{9/8} \left( \frac{T_{SL}}{T} \right)^{0.8} \quad (63)$$

Observaron que el par motor máximo disminuía con la reducción de la presión del aire de entrada, debido a la existencia de mayores flujos de retorno desde el cárter a la atmósfera (sobre todo a bajas rpm) y por el descenso de la eficiencia del proceso de sustitución motivado por el escape rápido de gases de refresco. Esta caída de eficiencia pareció ser también la causante del aumento del consumo específico.

Finalmente, llegaron a la conclusión de que el factor de corrección era proporcional a la presión atmosférica elevada a un exponente  $x$  comprendido entre 1 (para bajas velocidades del motor) y 2 (para altas velocidades), en lugar de simplemente 9/8. Eliminando la dependencia con la humedad, la expresión quedaría:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{W}_{ref}} = \frac{bmeP}{bmeP_{ref}} = \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^x \left( \frac{T_{ref}}{T} \right)^{0.8} \quad (64)$$

Posteriormente, quisieron estudiar en mayor profundidad cómo afecta al exponente  $x$  las variaciones en la presión atmosférica. Representaron la potencia para distintas presiones y revoluciones en escalas logarítmicas para examinar el valor del exponente y así aplicarlo a su modelo de corrección. Las líneas en la figura se corresponden con exponentes de 1, 9/8, 1.5 y 2. Por definición, a presión ambiente, 98.5 kPa, coinciden todos los puntos. Para presiones de 84 y 70 kPa existe un buen ajuste para el exponente 1.5, mientras que para 57 kPa los puntos se reparten entre 9/8 y 1.5.

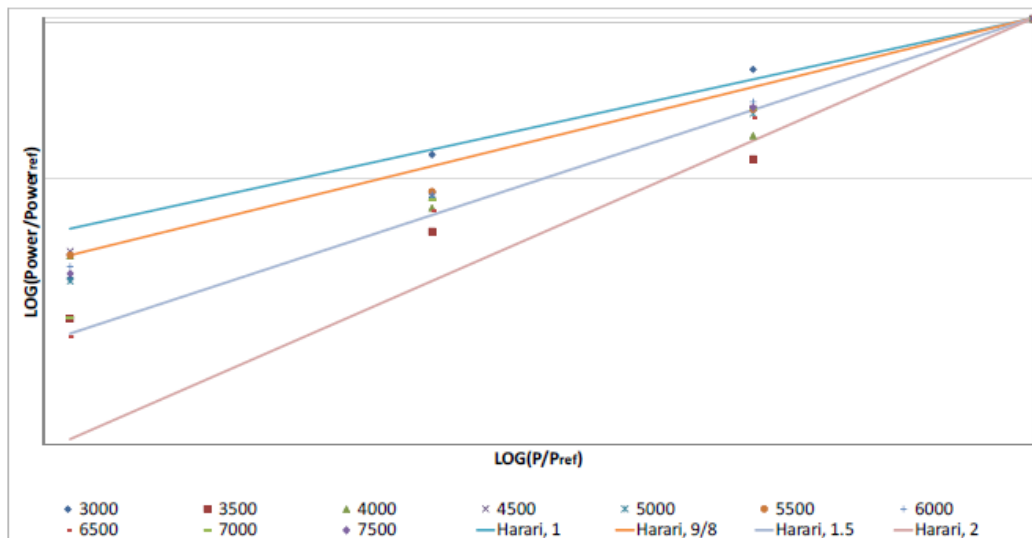


Figura 39. Estudio de Harari & Sher sobre el exponente  $x$

Observando la gráfica, no se aprecia una gran correspondencia por lo afirmado por Harari & Sher de que el exponente 1 se ajuste mejor a velocidades bajas y el exponente 2 a altas. Por tanto esta variabilidad del factor de corrección con la velocidad de giro no será tenida en cuenta para el modelo genérico de actuaciones.

### 2.4.3.3 Comparación entre los distintos modelos

Una vez presentados los distintos modelos encontrados en la literatura se procede a hacer una breve comparación entre cada uno de ellos. En la siguiente figura se representan los factores de corrección en función de la altitud, habiéndose empleado los datos de presión, temperatura y densidad proporcionados por la atmósfera ISA. Se ha despreciado el efecto de la humedad del aire, puesto que no resulta ser muy influyente, tal y como demostró Cline [1].

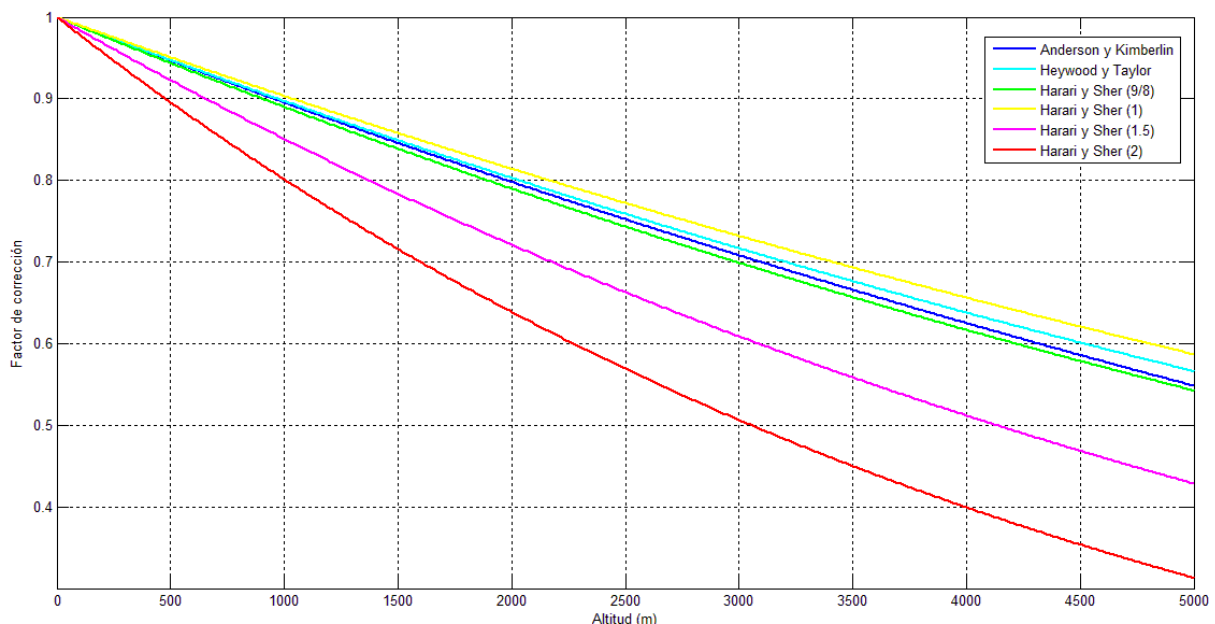


Figura 40. Comparación de los factores de corrección

Se observa que las curvas correspondientes a los factores de Anderson, Kimberlin, Heywood, Taylor y Harari & Sher (con exponentes 1 y 9/8) son muy semejantes. Las mayores diferencias se encuentran en los factores de Harari & Sher con exponentes 1.5 y 2, donde se aprecia una penalización más grave al aumentar la altitud. A partir de 5000 m las actuaciones del motor son muy pobres, estando el factor de corrección comprendido entre 0.3 y 0.6 según el modelo.

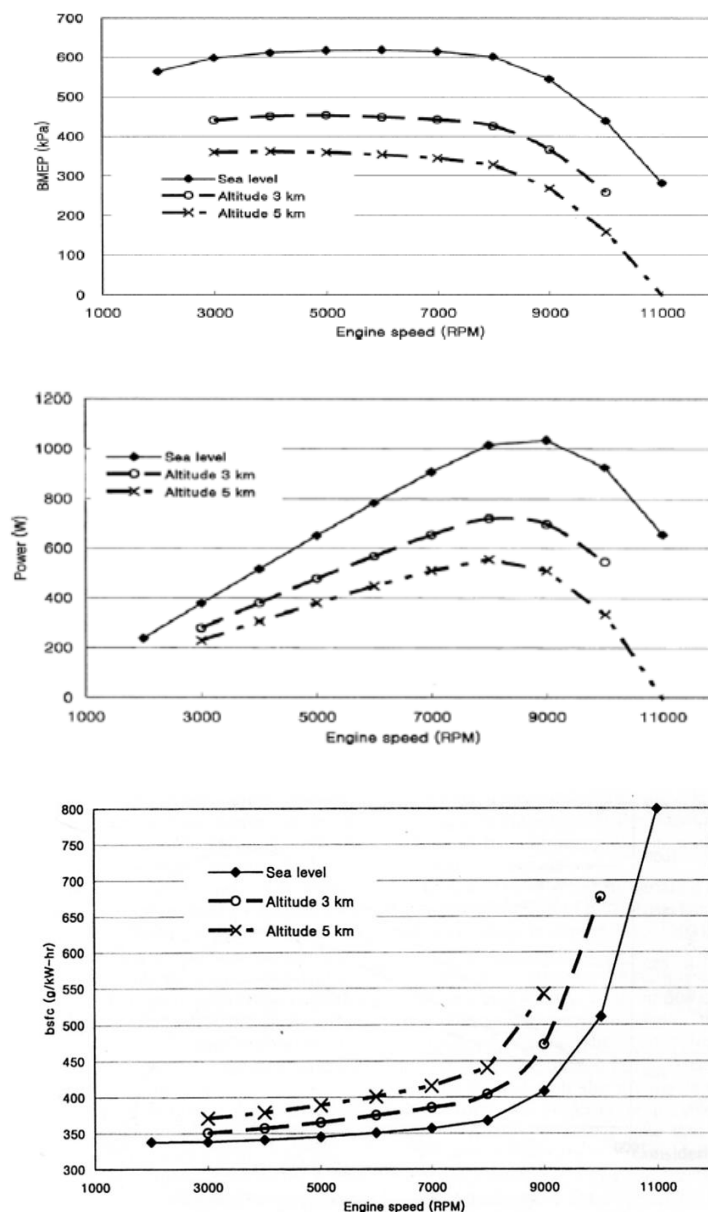
Nótese el gran parecido de las curvas de Kimberlin y Anderson con el resto, exceptuando las correspondientes a exponentes altos de Harari & Sher. Esto se debe principalmente a dos motivos. Primeramente, para todas las curvas se han usado los valores de presión y temperatura correspondientes a la atmósfera ISA; en caso de que la atmósfera no estuviese próxima a la ISA, aparecerían diferencias más notables. Por otro lado, la mayoría de estos modelos se han creado para motores de cuatro tiempos y posteriormente se han generalizado para motores de dos tiempos. No obstante, ya se sabe que los motores de dos tiempos presentan el inconveniente de los *escapes rápidos* y *flujos de retorno*, fenómenos que según Harari & Sher [2] cobran mayor importancia al aumentar la altitud. Así que, los modelos de Harari & Sher de exponentes elevados podrían ser más adecuados para estos motores.

### 2.4.3.4 Dependencias experimentales

Se tratarán a continuación algunos autores, que a pesar de no elaborar ningún modelo de corrección, sí que llegaron a interesantes conclusiones en los experimentos que llevaron a cabo.

#### a) Shin, Chang y Koo

Crearon un código que predice las variaciones de potencia, presión media efectiva y consumo específico con la altitud en un motor de cuatro tiempos, 25cc y encendido por chispa. A partir de los resultados experimentales registrados a nivel del mar, simularon el programa obteniendo las siguientes gráficas:



Figuras 41, 42 y 43. Gráficas de variación con la altitud de Shin, Chang y Koo

Algunas conclusiones obtenidas fueron que existía una dependencia lineal de la  $b_{mep}$  con la presión ambiente, mientras que el  $bsfc$  crecía de forma no lineal con la altitud. Además consideran que un factor que penaliza las actuaciones a mayores altitudes es el incremento de pérdidas por fricción.

Puede observarse en la gráfica cómo el pico de potencia se desplaza hacia menores rpm al aumentar la altitud, fenómeno semejante al que ocurría al reducir la posición de palanca. Esto podría explicarse con el modelo de Harari & Sher de la ecuación (64), ya que el factor de corrección tendría menor valor cuanto más alta fuese la velocidad de giro. Sin embargo, dada la poca fiabilidad de los resultados de Harari & Sher, se preferirá emplear un modelo independiente de las revoluciones del motor, como es común encontrar en la literatura.

#### b) Watanabe & Kuroda

Estudiaron el efecto de la temperatura del aire de entrada para un motor de dos tiempos de gasolina, llegando a la conclusión de que la potencia era inversamente proporcional a la temperatura elevada a un exponente comprendido entre 0.5 y 0.9, en función de la velocidad del motor. Se muestra a continuación una de las gráficas obtenidas en los ensayos.

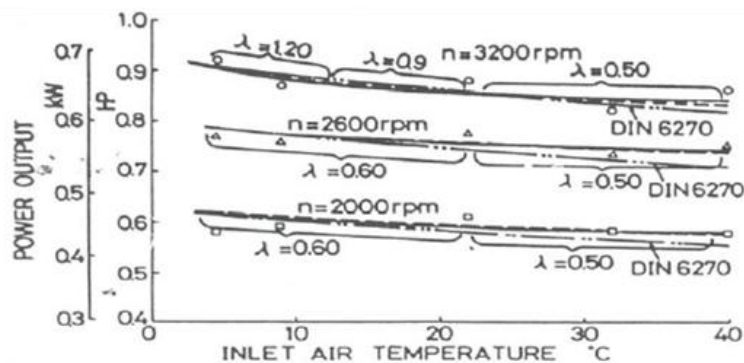


Figura 44. Dependencias con la temperatura según Watanabe & Kuroda

Al aumentar la temperatura ambiente, la potencia disminuye como consecuencia de la reducción de la densidad. Además, según Watanabe & Kuroda, esto lleva implícito una caída en la eficiencia del proceso de sustitución de gases, resultando más difícil la expulsión de los gases de combustión. También afirmaron que el factor de entrega de un motor de dos tiempos disminuye a bajas velocidades debido mayormente a la existencia de los flujos de retorno, estudiados con anterioridad.

#### 2.4.4 Modelo más aproximado para el motor Brison 5.8

Se presentará a continuación el modelo de variación con la altitud que mejor se aproxima a un motor Brison 5.8 de dos tiempos, encendido por chispa, con sistema de inyección y un único cilindro, quien guarda cierto parecido con el motor Graupner G58 que se ensayará en el laboratorio. Se expone a continuación una tabla comparativa entre las características de ambos motores.

Tabla 1. Comparación entre Brison 5.8 y Graupner G58

Motor	Brison 5.8	Graupner G58
Cilindrada	5.8 in <sup>3</sup> (95 cc)	58 cc
Diámetro	2.165 in (55 mm)	42 mm
Carrera	1.6 in (40 mm)	42 mm
Máxima potencia	5,5 hp	8,5 hp

En términos generales poseen propiedades muy semejantes. Lo más destacable es que, a pesar de que el Brison tiene una mayor cilindrada que el Graupner, genera una potencia algo menor aunque del mismo orden de magnitud. Por todo ello y empleando la hipótesis de equivalencia entre sistema de inyección y carburador con ajuste óptimo, cualquier conclusión que se pueda sacar del Brison podría ser extrapolable al Graupner sin

cometer demasiado error.

Para obtener el modelo del Brison se ha consultado la tesis realizada por Travis [2] y empleado sus resultados. Travis ensayó este motor en un banco de pruebas situado en el interior de una cámara de simulación de altitud. La cámara proporcionaba los valores de presión y temperatura ambiente correspondientes a la altitud deseada, de tal manera que se pudiera simular el comportamiento que presentaría el motor a tal altitud. Una vez ensayado el motor a la altitud local, a 1.5 km y 3 km, comprobó qué factores de corrección existentes en la literatura se ajustaba más a las actuaciones del Brison.

Para la corrección de potencia y de presión media efectiva llegó a la conclusión de que el mejor modelo, para todo el rango de revoluciones, se correspondía con el de Harari y Sher empleando un exponente de 1.5 para el cociente de presiones.

$$\frac{P}{P_{SL}} = \frac{bmep}{bmep_{SL}} = f_h(p, T) = \left(\frac{p}{p_{SL}}\right)^{1.5} \left(\frac{T}{T_{SL}}\right)^{0.8} \quad (65)$$

Por otro lado, para la corrección del consumo específico con la altitud no existen modelos en la literatura, puesto que comúnmente se asume que para aviones de baja velocidad, éste es constante con la altitud y la velocidad de vuelo. A pesar de ello, en los resultados de los ensayos de Travis se aprecia un claro aumento del consumo del Brison con la altitud, no pudiendo aceptarse como constante. El mismo Travis lo justifica como una reducción de la eficiencia de sustitución cuanto mayor sea la altitud. Tomando los datos de las gráficas de la tesis se ha elaborado un modelo de corrección para el consumo, análogo al elegido anteriormente para la potencia.

$$C_E = 695.64 \left(\frac{\rho}{\rho_{SL}}\right)^{-0.658} \quad (66)$$

siendo el consumo del Brison a nivel del mar:

$$C_{E_{SL}} = 695.64 \frac{g}{kW h} \quad (67)$$

Finalmente el factor de corrección sería el siguiente:

$$\frac{C_E}{C_{E_{SL}}} = g_h(\rho) = \left(\frac{\rho}{\rho_{SL}}\right)^{-0.658} \quad (68)$$

## 2.5 Modelo global para motores de dos tiempos y encendido por chispa

Para acabar el modelado de las actuaciones de motores de dos tiempos, especialmente aquellos de reducido tamaño como el Brison y el Graupner G58, se presentará el modelo global de potencia, presión media efectiva y consumo específico. Los principales parámetros de control son la velocidad de giro del motor ( $N$  en rpm o  $n$  en rev/s), la posición de palanca  $\delta_T$  y la altitud de vuelo  $h$ . No se incluye el dosado  $F$  puesto que su dependencia ya iría implícita en la variación de los anteriores parámetros. Recuérdese también que se supone ajuste óptimo del carburador para cualquier valor de altitud.

Para las influencias de la velocidad de giro y la posición de palanca se utilizan las expresiones propuestas en las subsecciones 2.3.3 y 2.3.4; mientras que para el efecto de la altitud se toma el factor de corrección más acertado para el Brison 95, por ser un motor de características semejantes al Graupner. La potencia útil  $P_b$  y el consumo específico  $bsfc$  vendrán de este modo dados por

$$P_{(N, \delta_T, h)} = P_{max} \Big|_{\delta_T=1} h_{SL} f_N f_{\delta_T} f_{N_{max}} f_h \quad (69)$$

$$f_N(N) = -5.642 \chi^6 + 27.784 \chi^5 - 52.303 \chi^4 + 46.519 \chi^3 - 20.517 \chi^2 + 5.618 \chi - 0.46 \quad (70)$$

$$\chi = \frac{N}{N_{max}} \quad (71)$$

$$f_{\delta_T}(\delta_T) = 0.0328 + 0.9672 \delta_T \quad (72)$$

$$f_{N_{max}}(N, \delta_T) = 1 - A(1 - \delta_T)(3.5 \lambda^4 - 3.439 \lambda^3 + 1.0306 \lambda^2 - 0.0923 \lambda) \quad (73)$$

$$\lambda = \left( \frac{N - N_i}{N_f - N_i} \right) \quad (74)$$

$$f_h(p, T) = \left( \frac{p}{p_{SL}} \right)^{1.5} \left( \frac{T_{SL}}{T} \right)^{0.8} \quad (75)$$

$$C_{E(N, \delta_T, h)} = C_E \Big|_{\delta_T=1}^{h_{SL}} g_{\delta_T} g_h \quad (75)$$

$$g_{\delta_T}(\delta_T) = 0.9674 (\delta_T)^{-0.595} \quad (76)$$

$$g_h(\rho) = \left( \frac{\rho}{\rho_{SL}} \right)^{-0.658} \quad (77)$$

Otras características como la presión media efectiva o el par se obtienen por su definición a partir de la potencia, que se habrá calculado previamente. Recuérdese que las expresiones eran

$$M = \frac{P}{2\pi n} \quad (78)$$

$$bmep = \frac{P}{V_d n} \quad (79)$$

Se tratan de modelos con un marcado carácter universal, válidos para cualquier motor de dos tiempos, aunque la corrección por altitud consiga resultados más fiables para motores de tamaño reducido. Para generar curvas correspondientes a un motor en particular tan sólo habrá que sustituir los valores proporcionados por el fabricante de

$$P_{max} \Big|_{\delta_T=1}^{h_{SL}}, N_{max}, N_i, N_f, \text{ y } C_E \Big|_{\delta_T=1}^{h_{SL}}$$

y medir experimentalmente qué valor del coeficiente  $A$  se ajusta de forma más exacta al desplazamiento que sufre el máximo de potencia hacia menores revoluciones para cargas parciales.

Para el caso particular del Graupner G58, el fabricante no incluye la información del consumo. A falta de obtener experimentalmente un valor fiable, se puede optar por emplear el correspondiente al Brison. Se ha supuesto además un valor intermedio del factor  $A$ . Así pues, los parámetros necesarios son

Tabla 2. Parámetros del Graupner necesarios para el modelo

$P_{max} \Big _{\delta_T=1}^{h_{SL}} = 8.5 \text{ hp}$	$N_{max} = 6950 \text{ rpm}$
$C_E \Big _{\delta_T=1}^{h_{SL}} = 695.64 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$	$N_i = 1000 \text{ rpm}$
$A = 0.4$	$N_f = 7500 \text{ rpm}$

# 3 CARACTERIZACIÓN DE LAS ACTUACIONES DE MOTORES ALTERNATIVOS DE DOS TIEMPOS

---

Se aborda a partir de este momento la fase práctica del proyecto. Tras haber estudiado en profundidad el funcionamiento del motor de dos tiempos, así como los parámetros que afectan a sus actuaciones, se procederá a cumplir con su objetivo final. Este no es otro que elaborar un banco de ensayos y hacer una selección de hélices de prueba que permitan caracterizar el motor Graupner G58.

Como ya se ha comentado en apartados anteriores, conocer las curvas de actuación de un motor es fundamental para poder elegir una hélice adecuada que complete la planta motopropulsora. Recuérdese que cada motor lleva asociado un pequeño rango de revoluciones que minimizan el consumo específico. La hélice ideal será aquella que trabajando a esas revoluciones sea capaz de proporcionar la tracción necesaria en configuración de crucero, suponiendo así un gran ahorro de combustible.

En primer lugar se desarrollará el diseño del banco de ensayos, explicándose la funcionalidad de cada elemento y la metodología de ensayo. Posteriormente se realizará un estudio sobre qué hélices serían necesarias para poder obtener puntos característicos de la curva de potencia del G58 a nivel del mar y con máxima posición de palanca.

## 3.1 Diseño del banco de ensayos

Para el diseño del banco de ensayos del Graupner se reutilizó la bancada realizada por Hugo López Pérez para su Proyecto de Fin de Carrera [5]. Fue ideada inicialmente para soportar motores eléctricos de pequeñas dimensiones, por lo que fue necesario rediseñar algunos elementos con el fin de que fuera válida para el G58.

Para la toma de datos del par que ejerce el Graupner se empleó el mismo torquímetro usado para el motor eléctrico. Existe también la posibilidad de recoger los valores de tracción ejercida por la hélice a través de una célula de carga. Esto sería útil para ensayos en el túnel de viento donde se simularía así el vuelo del avión; sin embargo para la caracterización del motor basta con realizar los ensayos en estático.

### 3.1.1 Elementos constituyentes de la bancada

En el montaje de la bancada se diferenciarán los siguientes elementos: estructura soporte, torquímetro, galleta, separadores, amortiguadores, placa de bancada y motor Graupner. Tanto la galleta como la placa de bancada tuvieron que ser diseñadas para poder adaptar la bancada original al motor.

#### 3.1.1.1 Estructura soporte

Se trata de la parte del montaje de Hugo que resulta útil para el G58. Consta de una base a la que se une una viga-soporte mediante un anclaje, además de una placa (denominada placa-A) que sirve de conexión entre el torquímetro y la viga-soporte. Pueden distinguirse todas estas partes en la figura 45.

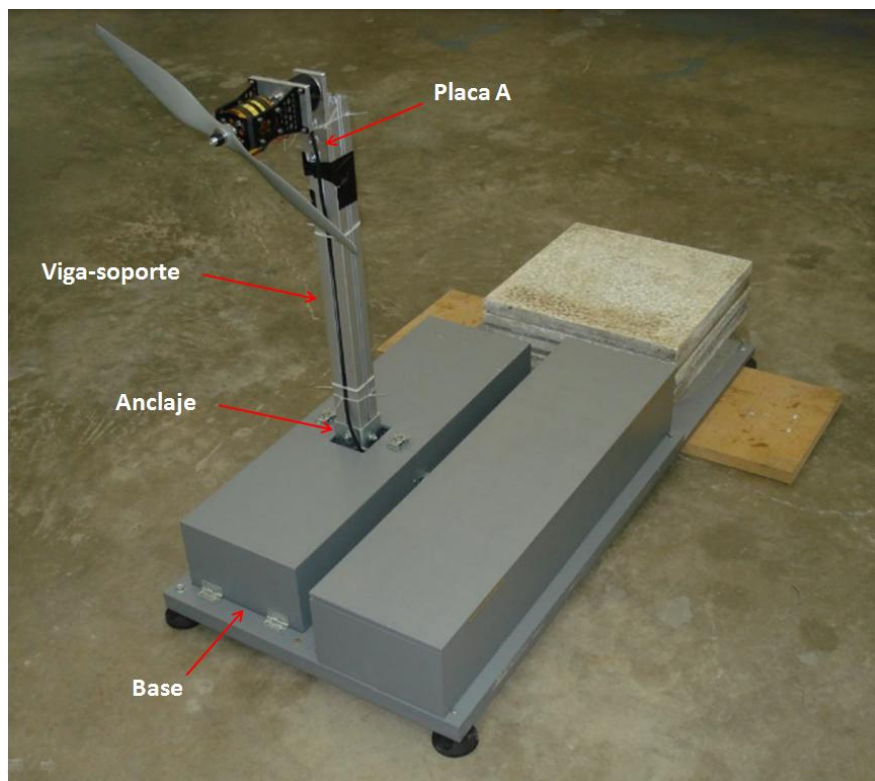
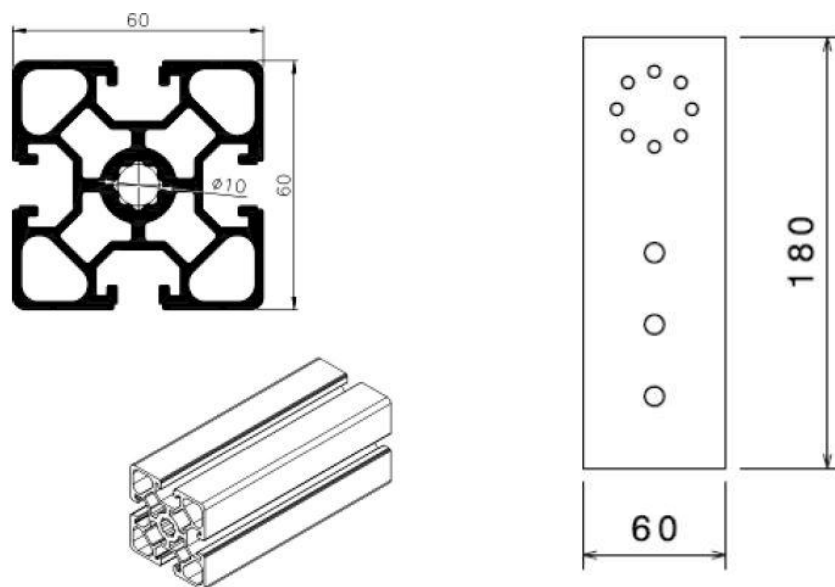


Figura 45. Estructura soporte

La viga-soporte está fabricada en aluminio con un perfil especial para resistir esfuerzos de flexión, como puede verse en la figura 46 a). La placa-A, también de aluminio, presenta 8 agujeros en la parte superior con los que se une al torquímetro y otros 3 en parte inferior mediante los cuales se fija a la viga-soporte usando tornillos de cabeza de martillo.



Figuras 46 a) y b). Estructura soporte (izquierda) y placa A (derecha)



### 3.1.1.2 Torquímetro

Se conoce comúnmente como torquímetro al sensor que mide el par de reacción que ejerce un cuerpo unido mecánicamente a él; en el caso de estudio, el motor. Debe unirse a dos superficies: una de referencia que no se encuentre sometida a torsión (Placa-A) y otra que esté soportando el par motor (Galleta). De esta forma se tiene que la cara pasiva del torquímetro no experimenta deformación mientras que la cara activa sí. Finalmente, una galga extensiométrica convierte los valores de deformación torsional en señales eléctricas que quedan registradas en una placa Hércules.

El modelo empleado es el “Model MRT2 Reaction Torque Transducer” (ver Anexo A) y posee 8 agujeros de unión en cada cara dispuestos de forma idéntica. Es recomendable que las piezas que estén en contacto con él sean de aluminio para no provocar problemas eléctricos.



Figura 47. Sensor de par

### 3.1.1.3 Galleta

La galleta es el elemento que se conecta a la cara activa del torquímetro. También hecha de aluminio, su diseño debía satisfacer dos configuraciones de montaje: una sin incluir el torquímetro, para realizar el ajuste del carburador del G58; y otra incluyéndolo, para llevar a cabo los ensayos.

Durante el ajuste del motor no se necesita conocer el par que ejerce, así que se desmonta el torquímetro y se une directamente la galleta a la placa-A, a través de los 8 agujeros que tienen en común. Sólo se dispone de una unidad en el laboratorio, por lo que así se evita perjudicar a otros compañeros, dada la larga duración del proceso de ajuste.

El orificio central, de 92 mm de diámetro, está pensado para permitir el paso del conducto de combustible y de la varilla de actuación del motor (con la que se determina la apertura de la válvula de mariposa). Además, está dispuesto de manera que la galleta no interfiera con los tornillos que fijan la placa-A a la viga-soporte.

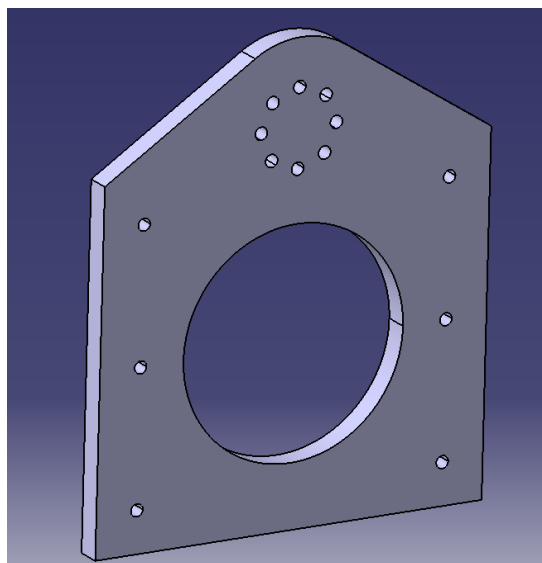


Figura 48. Galleta

Los agujeros laterales se emplean para unir la galleta con la placa de bancada con tornillos M5. Entre estos dos elementos se dispondrán separadores y amortiguadores, para que las vibraciones que provoque el Graupner durante su funcionamiento no se transmitan al sensor de par.

#### 3.1.1.4 Placa de bancada

Como se verá más adelante, el G58 posee unos anclajes para fijarlo al banco de ensayos o a la estructura del avión, según proceda. Por detrás de estos sobresale el carburador, así que si se quisiera unir los anclajes directamente con la galleta, se necesitarían unos tornillos y unos separadores excesivamente largos. Para aportar mayor rigidez a la estructura se decide colocar una placa adicional entre motor y galleta llamada “placa de bancada”.

También influye el hecho de que, según estudios previos realizados por el *Departamento de Ingeniería Aeroespacial* con un modelo antiguo del G58, se debían colocar 6 amortiguadores en lugar de los 4 que permitirían los anclajes y en una posición más alejada de estos. Resulta imprescindible, por tanto, la existencia de la placa de bancada como elemento de transición.

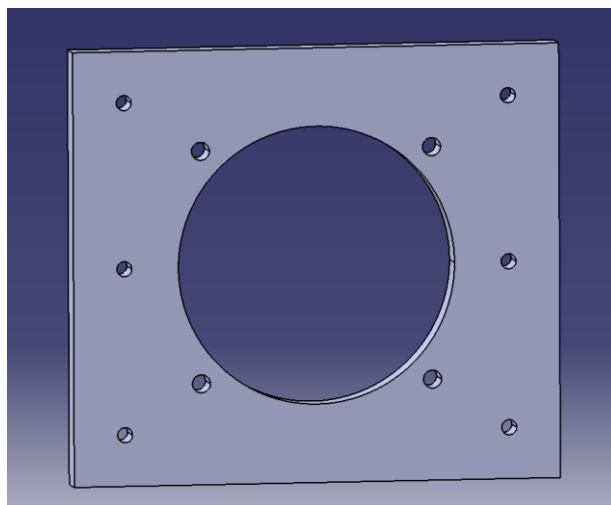
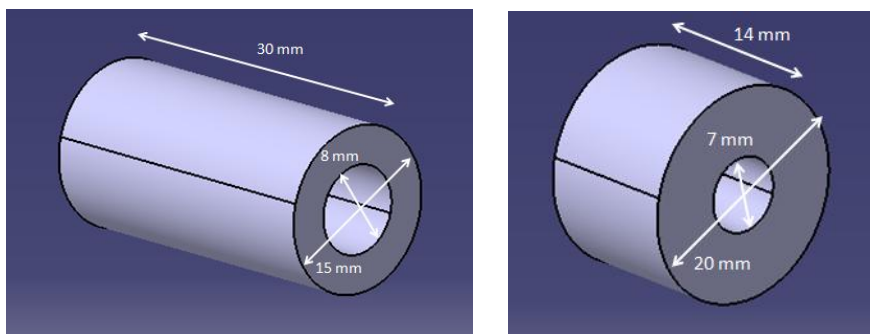


Figura 49. Placa de bancada

En la figura 49 pueden apreciarse los 4 agujeros internos (M6) de unión con el motor y los 6 externos (M5) de unión con la galleta. El orificio central es coincidente con el de la galleta y presenta la misma función. Tanto la placa-A como la galleta y la placa de bancada tienen 1 cm de espesor, puesto que la experiencia con anteriores proyectos ha demostrado que este valor es suficiente para conferir a la estructura la rigidez necesaria sin penalizar demasiado al peso. Por el mismo motivo todas las piezas están fabricadas en aluminio, que es un material resistente y muy liviano.

#### 3.1.1.5 Separadores y amortiguadores

Existirán dos tipos de separadores: 4 de mayor longitud para unir los anclajes del motor con la placa de bancada (tipo 1) y 6 más cortos para la unión entre ésta y la galleta (tipo 2). Todos ellos serán fabricados en aluminio.



Figuras 50 a) y b). Separadores tipo 1 (izquierda) y tipo 2 (derecha)

Los amortiguadores, conocidos como *silent blocks*, se dispondrán entre los separadores de tipo 2 y la placa de bancada.

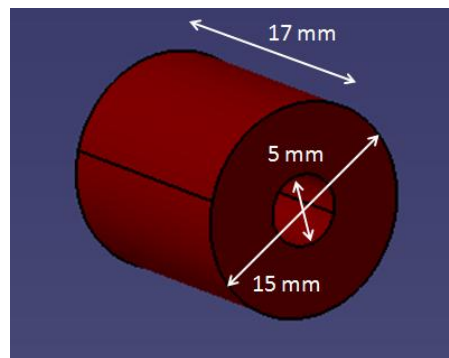


Figura 51. Amortiguadores

Como ya se ha comentado, para la disposición de estos elementos se tomó como referencia el diseño elaborado por el *Departamento de Ingeniería Aeroespacial* para el modelo antiguo del G58.

### 3.1.1.6 Motor Graupner G58

El motor objeto de ensayo es el representado en la figura 52. Recuérdese que es un motor de dos tiempos y de encendido por chispa. La mezcla aire-combustible la proporciona el carburador y posee un único cilindro donde se encuentra el pistón que da potencia al eje. Pueden consultarse todas las especificaciones proporcionadas por el fabricante en la tabla 3.



Figura 52. Motor Graupner G58

Tabla 3. Especificaciones del Graupner

<b>Cilindrada</b>	58 cc
<b>Diámetro</b>	42 mm
<b>Carrera</b>	42 mm
<b>Peso</b>	1630 g

<b>Máxima potencia</b>	8,5 BHP a 6950 rpm
<b>Rango de revoluciones</b>	1000 - 7500 rpm

Aunque a lo largo de la sección 2.2 se ha explicado detalladamente el funcionamiento de un motor de dos tiempos (con todas sus variantes), cada modelo poseerá unas características propias. En particular, las principales diferencias que encontramos en el G58 se localizan en el carburador. Se trata de un Walbro serie HDA, cuyo esquema simplificado se muestra en la figura 53. Se procederá a continuación a su estudio, haciendo referencia a los circuitos descritos en su momento.

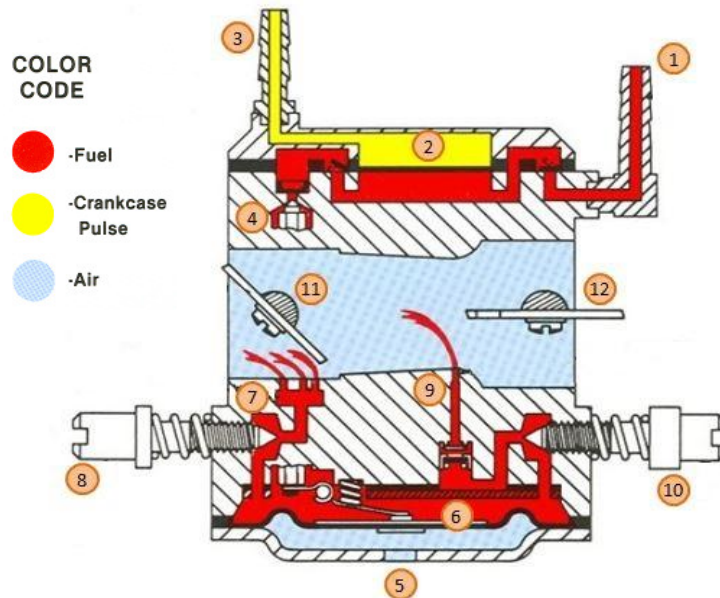


Figura 53. Carburador Walbro del motor Graupner

En primer lugar, el combustible llega desde el tanque externo por la entrada (1), bombeado por el diafragma (2). El conducto (3) comunica una cara del diafragma con el aire existente en el cárter del motor, mientras que en la otra cara se encuentra el combustible en una cámara. A la entrada y salida de la cámara se localizan válvulas de retención para marcar los tiempos de bombeo.

Cuando el pistón sube, disminuye la presión en el cárter por lo que el diafragma es empujado hacia arriba, disminuyendo también la presión del combustible existente en la cámara. Esto provoca que se abra la válvula de entrada y se cierre la de salida, generándose por tanto una succión del combustible del tanque. Cuando baja el pistón sucede lo contrario; se incrementa la presión del aire del cárter, el cual empuja el diafragma hacia abajo. Al aumentar la presión en la cámara se cierra la válvula de entrada y se abre la de salida, produciéndose el bombeo del combustible hacia la cuba del carburador.

Antes de entrar en la cuba, el combustible debe pasar por un filtro y seguidamente por la aguja de entrada (4). En este carburador se tiene un sistema *palanca + válvula* en lugar del tradicional *flotador + válvula* para controlar el nivel de combustible. El funcionamiento es como sigue; la aguja de entrada está unida a una palanca conectada con un muelle y acoplada a un segundo diafragma (6). En ese lado del diafragma se encuentra el combustible de la cuba y en el otro aire atmosférico procedente de la toma (5). Cuando el nivel es bajo, el combustible tendrá poca presión de manera que el aire exterior empujará el diafragma hacia arriba, comprimirá el muelle y gracias al vínculo existente con la palanca se conseguirá que baje la aguja de entrada, permitiendo una mayor entrada de combustible a la cuba. La posición de la aguja vendrá dada por el equilibrio de fuerzas entre la diferencia de presiones en el diafragma y la fuerza recuperadora del muelle. A medida que se vaya llenando, la diferencia de presiones será menor y el muelle se expandirá cada vez más; así que, de forma inversa, la aguja de entrada irá subiendo poco a poco hasta que cierre por completo la entrada de combustible, momento en el que se habrá alcanzado el nivel máximo de la cuba.

Aparte de estos elementos característicos, el carburador posee los ya conocidos: orificios del circuito de ralenti (7), aguja de baja (8), surtidor principal (9) situado en el venturi, aguja de alta (10), mariposa de gases (11) y

válvula estranguladora (12). Véase la subsección 2.2.3 para mayor información, así como el Anexo B. Conviene destacar que no cuenta con dos sistemas estudiados en este proyecto: la bomba de aceleración y el sistema compensador de mezcla. En primer lugar, no es necesaria una bomba de aceleración puesto que el motor no demandará aceleraciones tan bruscas como en el caso de un coche, donde sí es útil este sistema. Además, al tratarse de un motor pequeño, las inercias a vencer para acelerarlo no serán muy elevadas. Por otra parte, dadas las reducidas dimensiones del carburador, no sería conveniente instalar un sistema compensador de mezcla. En lugar de ello se opta por un ajuste conjunto de las agujas de baja y de alta para conseguir un dosado lo más aproximado al estequiométrico en todo el rango de revoluciones.

### 3.1.2 Montajes de bancada

Después de haber analizado cada elemento por separado, resulta útil dar al lector una visión global de todo el montaje de bancada. Se ilustrarán las dos configuraciones: ajuste del carburador y ensayo en banco.

Antes de proceder a la fabricación de las piezas, se tuvo que comprobar si toda esta construcción sería viable de cara a la operación del torquímetro. En sus especificaciones técnicas vienen definidos unos esfuerzos máximos a flector y cortante que no deben sobrepasarse para que presente un correcto funcionamiento:

<b>SPECIFICATIONS</b>			
Standard Capacities (Nm)	10	20	50
Equivalent (in-lb)	88.5	177	443
<b>ACCURACY- (MAX ERROR)</b>			
Nonlinearity-% FS	±0.10		
Hysteresis-% FS	±0.10		
Nonrepeatability-% RO	±0.05		
<b>TEMPERATURE</b>			
Effect on Zero- % /100°F	±0.20		
Effect on Output- %RO/100°F	±0.10		
Operating Range-°F	-65 to 200		
Compensated Range-°F	15 to 115		
<b>ELECTRICAL</b>			
Output-mVV	2.00 ±0.30		
Excitation - VDC MAX	20		
Bridge Resistance - Ohms	700 ±7		
Electrical Connection	5' integral cable		
<b>MECHANICAL</b>			
Safe Torsion - % RO	150	150	150
Deflection at Capacity - rad	0.003	0.003	0.002
Overhung Moment - %CAP MAX	100	100	100
Shear - N MAX	333	400	900
Material	Aluminum		

Figura 54. Especificaciones del torquímetro

De las tres versiones existentes, el torquímetro que se encuentra en el laboratorio es el que tiene una capacidad de 10 Nm, por lo que el cortante (Shear) y el flector (Overhung Moment) máximos son 333 N y 10 Nm respectivamente.

Fue necesario construir un modelo del motor en CATIA y ensamblar las piezas que se había decidido fabricar para conocer de forma aproximada la posición del centro de gravedad y el peso de todo el conjunto. Con esta información se podría hacer una estimación de los esfuerzos que soportaría el torquímetro durante su funcionamiento. Dicho conjunto, denominado premontaje, se representa en la figura 55 y lo conforman: motor, hélice, separadores, amortiguadores, placa de bancada y galleta.

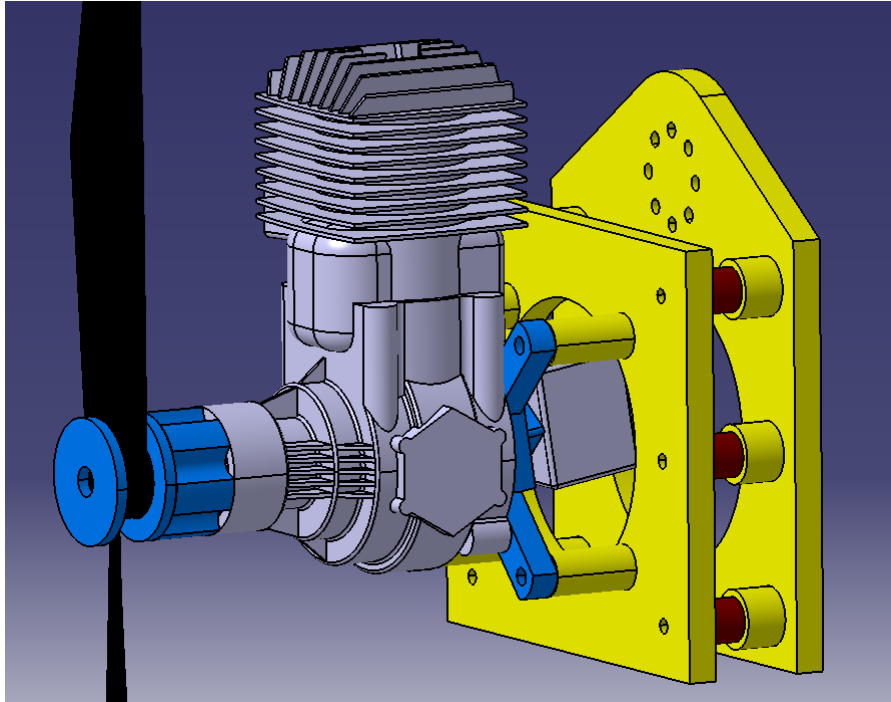


Figura 55. Premontaje en CATIA

En amarillo aparecen las piezas de nueva fabricación, todas ellas de aluminio: separadores, placa de bancada y galleta. Los amortiguadores, por otro lado, se representan en marrón. El motor está compuesto por dos materiales; toda la carcasa y el carburador son de acero (en gris), mientras que la parte delantera del eje y los anclajes son de aluminio (en azul). Téngase en mente que todo esto iría unido al torquímetro a partir de los 8 agujeros en disposición circular que posee la galleta.

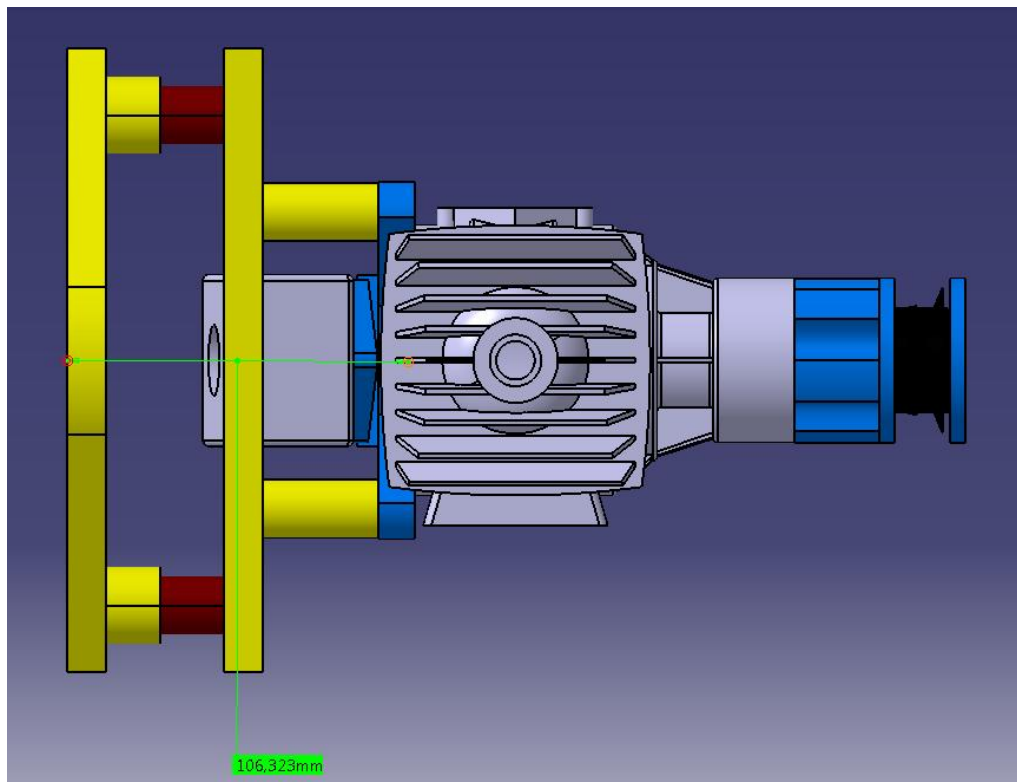


Figura 56. Posición del centro de gravedad

Tras haber introducido los correspondientes materiales (para la hélice se estimó un peso de 100 g), la masa total  $W$  y la distancia  $D$  desde el centro de gravedad hasta el encastre del torquímetro obtenidas son

$$W = 3,362 \text{ kg} \quad (80)$$

$$D = 106,323 \text{ mm} \quad (81)$$

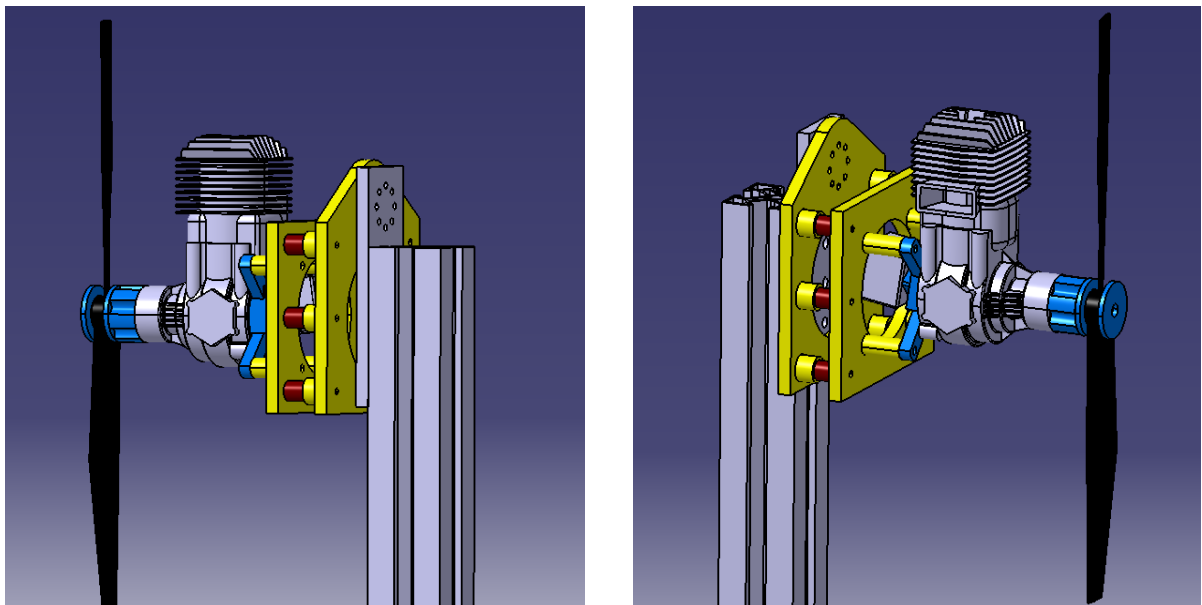
gracias a los cuales se estiman los siguientes esfuerzos

$$Q \approx 32,98 \text{ N} \quad (82)$$

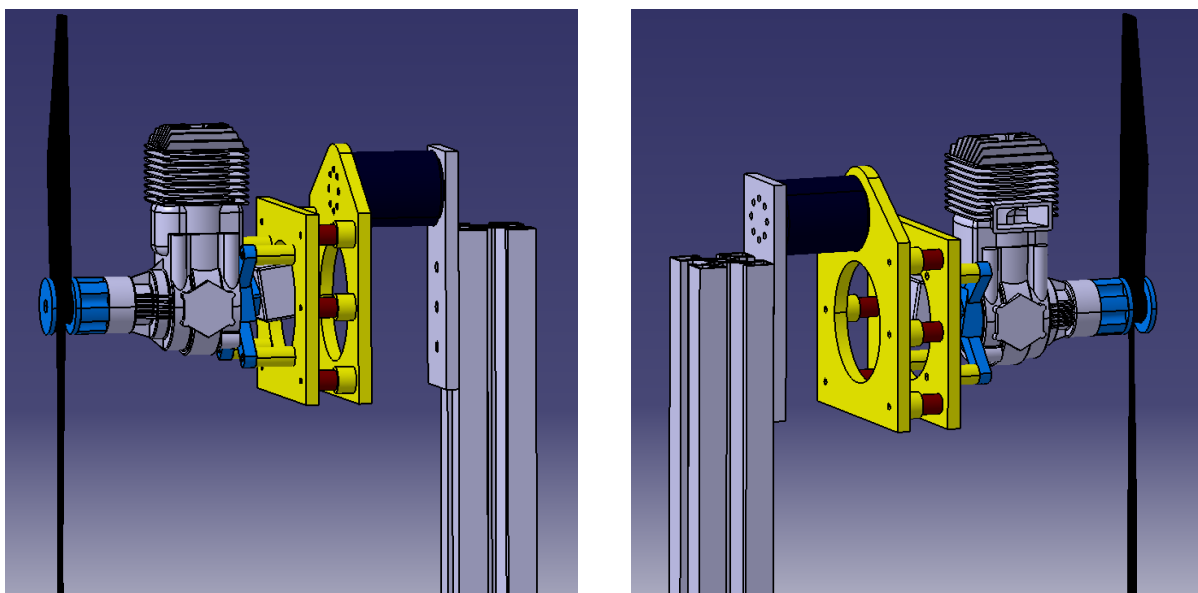
$$M \approx 3,51 \text{ Nm} \quad (83)$$

Se tiene un cortante 10 veces menor que el máximo y un flector casi 3 veces menor. Por tanto, no supondrá ningún riesgo realizar la construcción, ni siquiera empleando hélices más pesadas, puesto que éstas contribuyen minoritariamente al peso total del premontaje.

Seguidamente se muestran los montajes completos en CATIA de las dos configuraciones. Las figuras superiores se corresponden con la configuración de ajuste y las inferiores con la de ensayo. La única diferencia, como ya se venía comentando, es la presencia o no del torquímetro (en azul oscuro).



Figuras 57 a) y b). Montaje en configuración de ajuste



Figuras 58 a) y b). Montaje en configuración de ensayo



### 3.1.3 Elementos adicionales

Además de los elementos propios de la bancada se deberán instalar otros para el correcto funcionamiento del motor y para la adquisición de los datos de par y velocidad de giro.

#### 3.1.3.1 Combustible

El combustible que recomienda el fabricante es una mezcla de gasolina sin plomo y aceite sintético para motor de dos tiempos en una proporción de 1:50. Se almacenará en un tanque firmemente fijado a la bancada y se conectará a la toma de combustible del carburador mediante un tubo flexible. El tanque deberá incluir un filtro de combustible para ralentizar la degradación del motor durante su uso.

#### 3.1.3.2 Sistema de ignición

En cada ciclo de combustión la chispa es proporcionada por una bujía situada en la parte superior del cilindro. Para su correcto funcionamiento se le deberá conectar una batería de 4 celdas y al menos 800 mAh de capacidad.

#### 3.1.3.3 Sistema de actuación

El único modo que se tiene para controlar la actuación del motor una vez se encuentra en pleno funcionamiento es a través de la apertura de la válvula de mariposa. Debido al alto riesgo que supondría accionar la palanca de dicha válvula manualmente, es obligatorio instalar un actuador que realice esta tarea. La comunicación con él se efectuará a través de una unidad de radiocontrol.

#### 3.1.3.4 Tacómetro

Los parámetros que se deben registrar durante los ensayos en banco son el par motor y la velocidad de giro, para poder así conocer la potencia que está generando el motor en todo momento. El valor de par es proporcionado por el torquímetro instalado en la bancada; pero no se ha dicho nada aun sobre cómo medir la velocidad de giro.

El dispositivo empleado para este fin se denomina tacómetro. Existen diferentes tipos, aunque los más conocidos son los ópticos y los inductivos. Los tacómetros ópticos actúan a distancia emitiendo continuamente un haz de luz hacia el elemento giratorio, sobre el que se ha colocado previamente una banda reflectante. La frecuencia con la que se refleja el haz marcará la velocidad de giro, comúnmente proporcionada en rpm. Los tacómetros inductivos, en cambio, obtienen esta información a través de las señales eléctricas que son enviadas a la bujía para que libere la chispa. Tan sólo es necesario conectar un terminal al cable de la bujía para que empiece a registrar datos.

Lo más conveniente para futuros ensayos sería disponer de un tacómetro inductivo puesto que así se podría integrar con la bancada, a diferencia del óptico por ser su medición a distancia. Deberá tratarse, por otro lado, de un sensor que mande a la unidad de almacenamiento las señales eléctricas correspondientes a la velocidad de giro en cada instante (al igual que hace el torquímetro del laboratorio). De esta manera se podría conocer la respuesta dinámica del motor.

#### 3.1.3.5 Sistema de adquisición de datos

Las señales eléctricas emitidas por los sensores de par y velocidad de giro no serán almacenadas sin antes pasar por un  acondicionador de señal . Su función es la de linealizar y filtrar la señal de entrada y amplificar la señal eléctrica de salida. Además sirve como fuente de alimentación para los sensores, ajustando las intensidades y voltajes del generador principal a unos niveles adecuados según los requisitos de cada dispositivo.

Las señales de salida de cada acondicionador pasarán finalmente a almacenarse en una placa Hércules II, del fabricante Diamond Systems. Constituye prácticamente una CPU, puesto que realiza funciones de procesador, adquisición de datos y E/S. Todo esto permite que conectando un teclado y una pantalla a la placa se pueda interactuar con ella, pudiéndose visualizar las señales registradas en tiempo real o bien cargar en pantalla los datos correspondientes a un ensayo anterior. Estas señales estarán expresadas en voltajes; para conocer la magnitud real de par o de velocidad de giro, se deberán multiplicar por una ganancia dada en las



especificaciones de cada sensor.

Todos estos elementos se encuentran en el laboratorio, siendo todo el montaje fruto del trabajo realizado por Hugo. Para mayor información consultar la referencia [5].

### 3.1.4 Metodología de ensayo

A este punto se le debe prestar especial atención puesto que se van a exponer instrucciones sobre cómo realizar los ensayos en la bancada descrita previamente. Se deben seguir obligatoriamente, no hacerlo podría suponer un riesgo para la seguridad.

#### 3.1.4.1 Encendido del motor

A diferencia de motores de coches o motores de aviación más sofisticados, el Graupner G58 no consta de un sistema de encendido automático, como puede ser un pequeño motor eléctrico alimentado por baterías que pueda mover el eje hasta que la combustión en los pistones sea automantenida. Es por ello que se deberá hacer manualmente desde la propia bancada, siguiendo estos pasos:

- Activar el sistema de ignición de la bujía y dejar la válvula de mariposa en posición de ralentí.
- Hacer girar la hélice en cuestión mientras que se mantiene la válvula estranguladora casi cerrada en todo momento. Con esto se consigue mover el pistón y en consecuencia que comience la succión de combustible desde el tanque. La finalidad de cerrar la válvula estranguladora, como es sabido, es la de aportar una cantidad adicional de combustible para compensar las condensaciones producidas en las paredes del motor por estar éste frío.
- En el momento que llegue suficiente combustible a la cámara de combustión, el motor comenzará a funcionar (se escucharán explosiones de la combustión). Sin embargo, es altamente probable que seguidamente se pare. La causa de esto es que exista aire en el tubo que conecta el tanque de combustible con el carburador. En ese caso, se abrirá la válvula estranguladora y se volverá a repetir el proceso anterior.
- El encendido habrá finalizado cuando el motor sea capaz de funcionar por sí sólo en ralentí (bajas revoluciones).

A partir de este momento ya se deberá actuar sobre el motor a partir de la unidad de control a distancia del servo y respetando la distancia de seguridad pertinente. Asimismo, deberá haberse asegurado que no existen elementos sueltos en la proximidad del motor ya que la hélice podría atraerlos.

Antes de acelerar el motor, deberá mantenerse cierto tiempo en ralentí para que se caliente por completo. Posteriormente se acelerará lentamente hasta máxima posición de palanca. Siempre y cuando el motor haya alcanzado su temperatura de funcionamiento y el ajuste del carburador sea correcto, esta aceleración se llevará a cabo de forma suave y sin presentar irregularidades en la velocidad de giro.

#### 3.1.4.2 Ajuste del carburador

El fabricante garantiza que el carburador llega ajustado correctamente de fábrica, por lo que no serán necesarios, en principio, grandes ajustes. Puede ocurrir, no obstante, que al colocar una hélice de distinto tamaño la aceleración no se produzca todo lo suave que cabría esperar, por lo que se deberán hacer pequeños ajustes siguiendo siempre las indicaciones proporcionadas por el fabricante. Se dividirán en tres fases:

- A altas revoluciones, el combustible será proporcionado principalmente por el surtidor principal, así que se modificará exclusivamente la posición de la aguja de alta para que se consiga el mayor número de revoluciones en el motor, estando éste a máxima potencia (mariposa de gases abierta completamente). De esta manera se asegura una mezcla adecuada para las máximas revoluciones, evitándose un enriquecimiento excesivo.
- Una vez hecho esto, se le irá quitando potencia al motor (cerrando la mariposa), y ajustando la aguja de baja para que funcione en un régimen adecuado, es decir, sin que haga ruido de “4 tiempos”. Se realizará este procedimiento hasta que pueda llegar suavemente a la posición de ralentí.

- Por último, se abrirá poco a poco la mariposa de gases comprobando que el motor no “tosa”. Si lo hace, habrá que modificar la aguja de baja de nuevo para solucionarlo.

Si se siguen estas instrucciones, el fabricante garantiza que se podrá colocar el acelerador en cualquier posición obteniendo un funcionamiento suave y sin pausas en el motor. Para mayor información, atender al Anexo C.

Es importante hacer notar que las aceleraciones y deceleraciones deberán llevarse a cabo guardando la distancia de seguridad. Cada vez que haya que modificar alguna aguja se deberá llevar el motor a ralentí para que no suponga ningún riesgo para el individuo. A continuación se volverá a repetir el proceso desde el principio hasta comprobar que el motor responde satisfactoriamente, lo que convierte el ajuste del carburador en un proceso bastante lento.

## 3.2 Selección de hélices para la caracterización de motores alternativos

Con esta sección se llega al final del proyecto. Una vez preparada la bancada e ideado el método de ensayos lo único que falta es determinar qué hélices se dispondrán para caracterizar el Graupner G58. El objetivo es conseguir varios puntos característicos de la curva de potencia-revoluciones para máxima posición de palanca de gases. Se hablará siempre de la potencia útil  $P_b$  puesto que será aquella que absorberá la hélice.

### 3.2.1 Curva de potencia del Graupner

Aplicando el modelo genérico para un motor de dos tiempos y particularizando para los datos del Graupner se logra representar la curva de potencia a nivel del mar y a máxima posición de palanca.

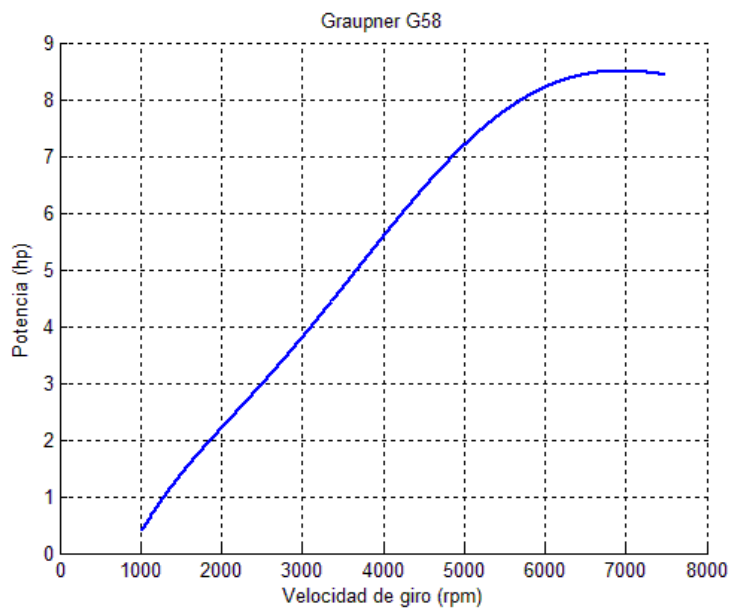


Figura 59. Curva de potencia del Graupner obtenida del modelo genérico

Esta representación debe entenderse como un modelo aproximado. La curva real del Graupner podrá diferir en mayor o menor medida, pero su forma será parecida. Como ya es sabido, cada punto real de la curva se logrará empleando una hélice que a esas revoluciones consuma la misma potencia que produce el motor.

### 3.2.2 Estudio de las hélices

Para empezar, debe saberse que las palas de las hélices están formadas por superposición de perfiles aerodinámicos. Se conoce como *ángulo de paso geométrico*  $\beta$  al que forma la cuerda del perfil con un plano perpendicular al eje de rotación de la hélice. Este ángulo irá disminuyendo desde la raíz hasta la punta de la

pala para que el ángulo de ataque efectivo (aquel que forma la cuerda con la velocidad incidente) sea aproximadamente el mismo en todas las secciones. La cuerda disminuye rápidamente en el último cuarto de la pala para mejorar la eficiencia de la hélice, consiguiéndose un estrechamiento en la forma en planta. Por último, los espesores máximos se encontrarán cerca de la raíz para poder soportar los esfuerzos centrífugos y momentos flectores.

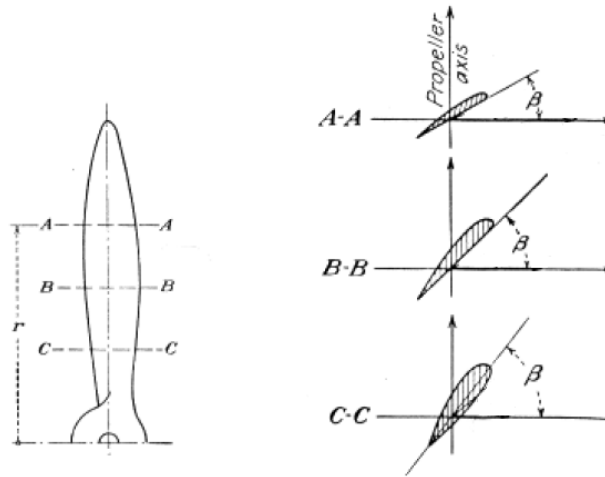


Figura 60. Geometría de las palas

El paso geométrico  $p$  en una sección  $r$  se define según la relación

$$p = 2\pi r \tan \beta \tag{84}$$

teniendo un valor variable a lo largo de toda la pala. Se suele trabajar con su valor nominal

$$p_n = p(r = 3/4 R) \tag{85}$$

En la siguiente figura se aprecia la evolución mencionada de cada una de estas características geométricas, adimensionalizadas debidamente, a lo largo de la coordenada  $r$ .

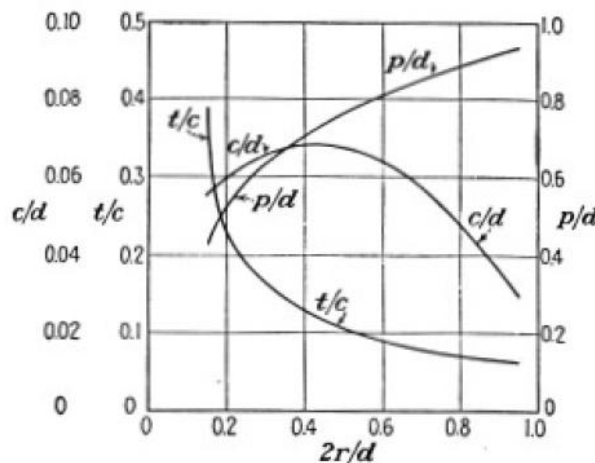


Figura 61. Evolución de los parámetros geométricos a lo largo de la pala

donde  $p$  es el paso geométrico,  $c$  la cuerda,  $t/c$  el espesor relativo y  $d$  el diámetro de la hélice.

Por otra parte, la potencia consumida por una hélice viene dada por análisis adimensional, usándose el coeficiente de potencia  $C_P$ :

$$C_P = \frac{P}{\rho(nD_h)^3 D_h^2} \tag{86}$$

siendo  $\rho$  la densidad de vuelo,  $n$  la velocidad de giro de la hélice (en *rev/s*) y  $D_h$  su diámetro. El valor de  $C_p$  dependerá principalmente de la geometría de la hélice y del parámetro de avance  $J$ , que representa cuánto se desplaza la hélice (durante el vuelo del avión) por revolución de su eje.

$$J = \frac{U_\infty}{nD_h} \quad (87)$$

Como los ensayos se efectuarán en estático ( $U_\infty = 0$ ), el valor de  $J$  será nulo, por lo que  $C_p$  será sólo función de la geometría de la hélice. En este caso, el coeficiente de potencia es nombrado en la literatura como  $C_{P_0}$ .

También existirá cierta dependencia con el número de Reynolds  $R_e = \frac{nD_h^2}{\nu}$  y en definitiva con la velocidad de giro, aunque será muy baja, pudiéndose considerar un valor promedio. La expresión de la potencia será por tanto:

$$P = C_{P_0} \rho n^3 D_h^5 \quad (88)$$

En el mercado, las hélices que se puedan encontrar no suelen incluir gráficas de  $C_p$ . En su lugar vienen caracterizadas simplemente por su diámetro y su valor de paso nominal  $p_n$ . Para solucionar esto se creó un modelo de  $C_{P_0}$  en función de la relación adimensional  $D_h/p_n$  tomando como base los datos registrados en la página web *UIUC Propeller Data Site*. Se usaron los valores medios de los coeficiente de potencia correspondientes a hélices de dos palas del fabricante *APC* en sus versiones *Carbon Fiber*, *Sport*, *Thin Electric* y *Free Flight*.

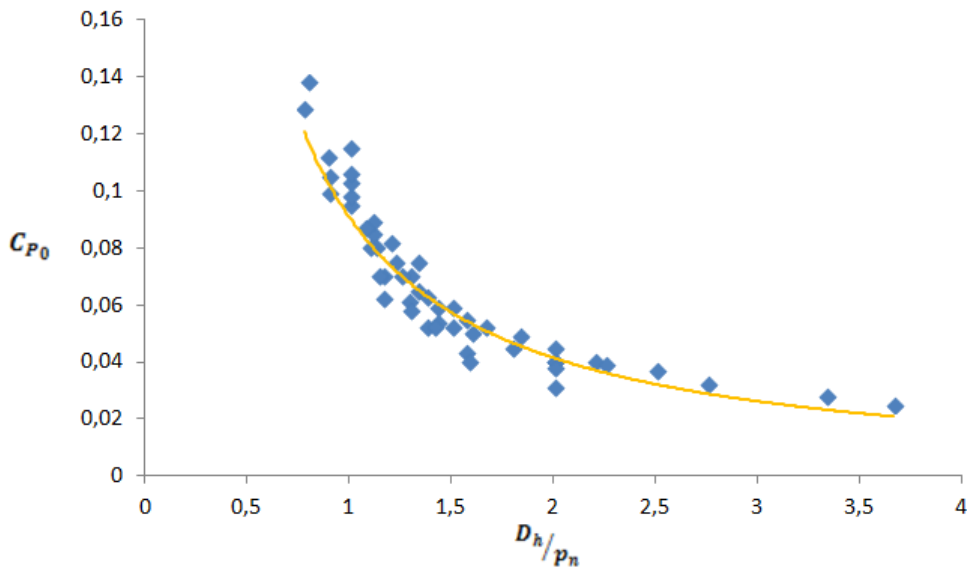


Figura 62. Curva de mejor ajuste para el coeficiente de potencia

La línea de tendencia que mejor se ajusta a los datos anteriores es la siguiente potencial

$$C_{P_0} = 0.0908 \left( D_h/p_n \right)^{-1.133} \quad (89)$$

Mientras más alto sea el paso nominal, mayores ángulos de paso geométrico se tendrán a lo largo de toda la pala, por lo que más resistencia ejercerá al giro. Esto provocará una mayor potencia consumida y en definitiva un mayor valor de  $C_{P_0}$ .

Asimismo, la tracción que proporciona una hélice se define de forma equivalente por el coeficiente  $C_T$ :

$$C_T = \frac{T}{\rho(nD_h)^2 D_h^2} \quad (90)$$

Además, para ensayos en estático sólo será función de la geometría considerándose aproximadamente constante en todo el rango de revoluciones. La tracción queda en consecuencia

$$T = C_{T_0} \rho n^2 D_h^4 \quad (91)$$

Es necesario determinar una expresión de  $C_{T_0}$  como función de  $D_h/p_n$  análoga a como se hizo con el coeficiente  $C_{P_0}$ . Se toman los valores promedios correspondientes a las mismas hélices de la página web *UIUC Propeller Data Site*, generándose la siguiente curva de mejor ajuste.

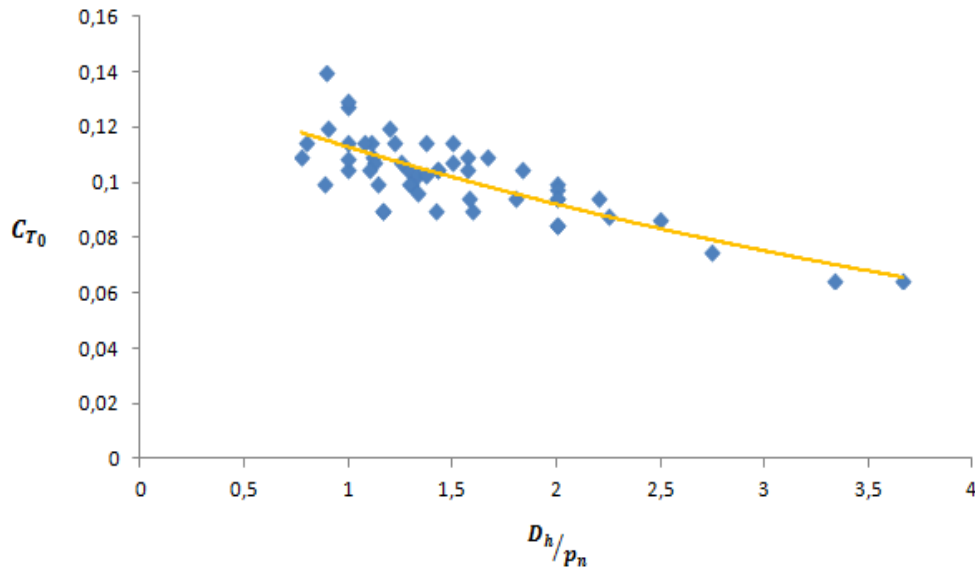


Figura 63. Curva de mejor ajuste para el coeficiente de tracción

En este caso la tendencia es más próxima a exponencial aunque se observa una mayor dispersión de los datos y una menor variabilidad. La expresión es

$$C_{T_0} = 0.1381 e^{-0.203(D_h/p_n)} \quad (92)$$

Con todo esto ya puede estimarse la potencia y la tracción que experimentará una hélice de dos palas y valores dados de diámetro y paso nominal a cualquier velocidad de giro en condición estática.

### 3.2.3 Selección de las hélices

Con todo lo anterior ya puede determinarse de forma aproximada la curva de potencia consumida por cualquier hélice de dos palas. Se escogerán unas siete hélices con las que se pueda recorrer la mayor parte de la curva estimada del Graupner. Lo ideal sería que éstas fuesen del fabricante *APC*, puesto que así el modelado del coeficiente de potencia  $C_{P_0}$  sería muy fiable. Desafortunadamente, no dispone en su *stock* de hélices lo suficientemente grandes como para producir algún punto de corte.

Un aspecto importante a tener en cuenta es el diámetro máximo de hélice para que no genere interferencias con la bancada del motor. Para tomar una medida aproximada se consulta el modelo CAT del montaje de Hugo [5]. La distancia vertical entre el eje del torquímetro y la cara superior de la caja de bancada es de 75.5 cm aproximadamente, como puede verse en la figura 64.

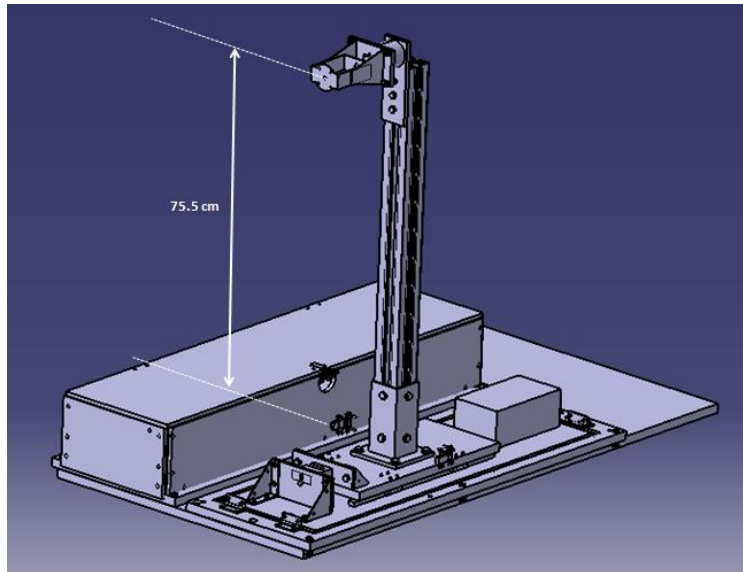


Figura 64. Limitación de la bancada por diámetro máximo

A su vez la distancia vertical entre el eje del torquímetro y el eje de giro del Graupner, atendiendo al premontaje de la subsección 3.1.2, es de 8.3 cm. En definitiva, el eje del motor y la caja de bancada estarán separados por unos 67.2 cm. Es razonable dejar un espacio de al menos 15 cm entre la punta de la hélice y la caja, lo que lleva a usar hélices de aproximadamente 1 m de diámetro como máximo.

Es en las compañías *Mezlik* y *Helix* donde se encuentra lo que se estaba buscando. En primer lugar, se seleccionan 5 hélices de *Mezlik* capaces de barrer un rango comprendido entre 3000 y 7000 rpm. Para obtener puntos a velocidades más bajas se necesitarían hélices de mayor tamaño que no posee este fabricante (el mayor diámetro es de 81 cm). Es por ello que se recurre a *Helix*, donde el diámetro mínimo es de 1 m. Se listan a continuación todas sus características y precios de venta (en caso de disponerse de ellos).

Tabla 4. Listado de hélices de prueba

#### *Hélices Mezlik*

Nombre	Nº Catálogo	Diámetro	Paso nominal	Precio
1. Propeller 24"x12"	224120	24 in (61 cm)	12 in	79.10 €
2. Propeller 26"x12"	226120	26 in (66 cm)	12 in	90.13 €
3. Propeller 29"x12" S	229123	29 in (74 cm)	12 in	115.10 €
4. Propeller 32"x12"	232120	32 in (81 cm)	12 in	144.28 €
5. Propeller 32"x18"	232180	32 in (81 cm)	18 in	144.28 €

#### *Hélices Helix*

Tipo	Diámetro	Sentido de giro	Perfil	Angulo de paso nominal	Paso nominal
6. H25F	1,00 m (39 in)	R	-S-	10°	16.4 in
7. H30F	1,00 m (39 in)	R	-L-	16°	26.6 in

La hélice 7 presenta una peculiaridad y es que no podría utilizarse en ensayos en túneles de viento y mucho menos en vuelos con el Graupner G58. Esto se debe a que está diseñada para consumir mucha más potencia de

la que sería capaz de proporcionar el motor. Las hélices Helix se clasifican en categorías 25, 30, 40 y 50 en función a lo que consumen:

Tabla 5. Clasificación hélices Helix

<b>H25</b>	1 - 10 kW
<b>H30</b>	5 - 25 kW
<b>H40</b>	10 - 35 kW
<b>H50</b>	20 - 100 kW

Puede observarse que el rango de potencia de la hélice en cuestión se encuentra bastante lejos de la máxima que proporciona el motor a nivel del mar y palanca máxima, 8.5 hp (6.3 kW). Sin embargo esto no supondrá ningún inconveniente para ensayos estáticos. Seguidamente se muestran los puntos de corte obtenidos en la curva de potencia del Graupner.

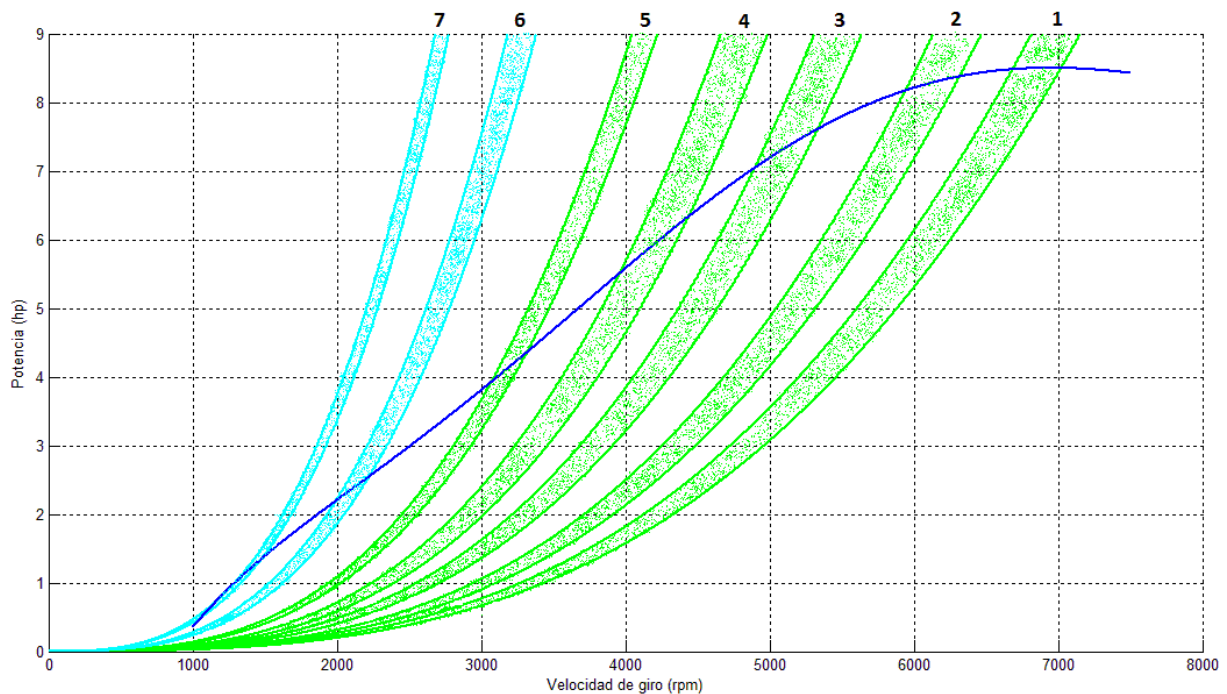


Figura 65. Puntos de corte estimados con las hélices de prueba

Se ha representado una franja para cada hélice ya que se ha asumido una tolerancia de  $\pm 0.003$  en el cálculo del  $C_{P_0}$  correspondiente. Como puede verse, se podría barrer idealmente un rango de revoluciones comprendido entre 1000 y 7000 rpm. En realidad, cuando se realicen los ensayos en la bancada, no tendrá por qué ser así exactamente, puesto que se cometen errores al aproximar la curva de potencia del motor G58 y al estimar el coeficiente de potencia de cada hélice. Dicho rango de velocidades se podrá desplazar a derecha o izquierda o verse tanto reducido como ampliado, pero en cualquier caso se podrán obtener puntos característicos en la zona de operación normal del motor.

Para acabar con el estudio de las hélices, se calculará la tracción que ejercerá cada una las siete elegidas a las velocidades de giro donde tiene lugar el corte con la curva de potencia del Graupner. Haciendo uso de la fórmula de la tracción y la función  $C_{T_0}$  definida en el subapartado anterior se llega a los siguientes valores.

Tabla 6. Valores de tracción estimados para cada hélice

<b>Hélice</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<b>N (rpm)</b>	6850	6140	5130	4220	3200	2100	1430
<b>D (m)</b>	0.61	0.66	0.74	0.81	0.81	1	1
<b><math>C_{T_0}</math></b>	0.0920	0.0890	0.0846	0.0804	0.0963	0.0847	0.1023
<b>T (N)</b>	203	217	223	214	146	127	71

Para las cuatro primeras hélices se tienen tracciones similares mientras que en las tres siguientes disminuyen considerablemente como consecuencia de las menores revoluciones de giro. No son valores desproporcionados, ya que la bancada original creada por Hugo [5] es capaz de resistir tracciones de al menos 300 N originadas por el motor eléctrico.



# 4 CONCLUSIONES

---

Con la realización de este proyecto se ha dado un importante paso hacia futuros ensayos y caracterizaciones de motores de dos tiempos con aplicaciones aeronáuticas. El primer objetivo a cumplir era elaborar un modelo genérico para las actuaciones de este tipo de motor, particularizando para motores de carburación y encendido por chispa. Debían incluirse los 3 parámetros principales de control: velocidad de giro, palanca de gases y altitud de vuelo. En la literatura no existen modelos completos que tengan en cuenta todos estos factores; de ahí la importancia de esta tarea. Consultando en diversas fuentes y extrapolando resultados se ha logrado un modelo sólido, de cómoda aplicación y que se ajusta correctamente a las tendencias experimentales.

Una vez se cuenta con este modelo, es fácil conseguir curvas aproximadas de potencia, presión media efectiva o consumo para un motor en especial, sin más que sustituir sus especificaciones; tales como potencia máxima a nivel del mar o rango de revoluciones permitido. No obstante, los resultados obtenidos no serán del todo exactos; habrá algunos motores que se ajusten más a ellos y otros que menos. Deben tomarse entonces como un punto de partida para poder caracterizar realmente el motor, que es lo que se buscaba en la segunda parte del proyecto.

El segundo objetivo del proyecto era preparar la bancada de ensayos y determinar una serie de hélices que serían empleadas para recorrer la curva de potencia real del motor Graupner G58 a carga total y a nivel del mar. Esta selección se ha llevado a cabo atendiendo al modelo genérico (deducido en la primera parte) aplicándolo al Graupner y a la fórmula de la potencia consumida por una hélice, estudiada en *Fundamentos de Propulsión*. Por otro lado se han diseñado varios elementos para adaptar la bancada ya existente en el laboratorio al motor G58.

En definitiva, se dispone de toda la información necesaria por si más adelante se decidiera efectivamente caracterizar este motor. Con la compra de las siete hélices de los fabricantes *Mejzlik* y *Helix* se podrán obtener puntos característicos aproximadamente en todo el rango de revoluciones del motor. No se puede saber con certeza puesto que en los modelados realizados se comete cierto error, sin embargo se conseguirán resultados más que aceptables.

Otro aspecto positivo del proyecto es que se han dado pautas sobre cómo elegir hélices para caracterizar cualquier otro motor de dos tiempos de encendido por chispa, por lo que su aplicabilidad puede considerarse bastante alta.



# REFERENCIAS

---

- [1] Steven C Crosbie, Increasing reliability of a small 2-stroke internal combustion engine for dynamically changing altitudes. Ohio, 2012.
- [2] Travis Don Husaboe, Effects of temperature on the performance of a small internal combustion engine at altitude. *revista*, p. 12, 2001. Ohio, 2013.
- [3] Charles Fayette Taylor, The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. Second Edition. The M.I.T. Press, 1985.
- [4] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1988.
- [5] Hugo López Pérez, Diseño y construcción de una bancada para caracterización de plantas propulsoras por hélice con motor eléctrico



# ANEXO A

---

Especificaciones del sensor de par



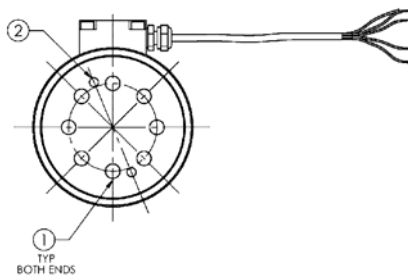
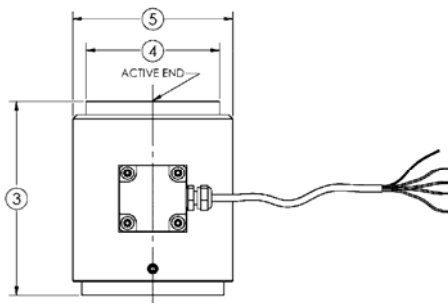
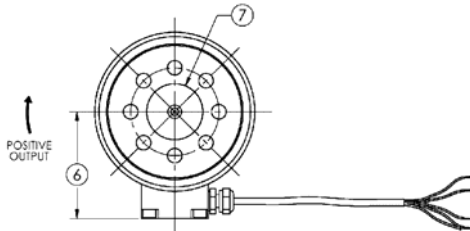
# Model MRT2 Miniature Reaction Torque Transducer

- Capacities from 10 to 50 Nm
- Proprietary Interface temperature compensated strain gages
- Small size – 70 x 60 mm (2.75 x 2.25 in)
- Excellent linearity and repeatability
- Low deflection – high torsional stiffness



## DIMENSIONS

See Drawing	CAPACITY (Nm)	
	10, 20, 50	
	Inch (mm)	
(1)	M5 x 0.8 – 6H x 0.32 Deep 8 PL EQ SP on 1.240 B.C.	
(2)	.125 + .0005/- .0000 2 PL EQ SP on 1.375 B.C.	
(3)	2.75	
(4)	1.875	
(5)	2.25	
(6)	1.50	
(7)	.7874 + .0008/- .0000	



## SPECIFICATIONS

Standard Capacities (Nm)	10	20	50
Equivalent (in-lb)	88.5	177	443
<b>ACCURACY- (MAX ERROR)</b>			
Nonlinearity-% FS	±0.10		
Hysteresis-% FS	±0.10		
Nonrepeatability-% RO	±0.05		
<b>TEMPERATURE</b>			
Effect on Zero- %/100°F	±0.20		
Effect on Output- %RO/100°F	±0.10		
Operating Range-°F	-65 to 200		
Compensated Range-°F	15 to 115		
<b>ELECTRICAL</b>			
Output-mV/V	2.00 ±0.30		
Excitation – VDC MAX	20		
Bridge Resistance – Ohms	700 ±7		
Electrical Connection	5' integral cable		
<b>MECHANICAL</b>			
Safe Torsion – % RO	150	150	150
Deflection at Capacity – rad	0.003	0.003	0.002
Overhung Moment – %CAP MAX	100	100	100
Shear – N MAX	333	400	900
Material	Aluminum		





# ANEXO B

---

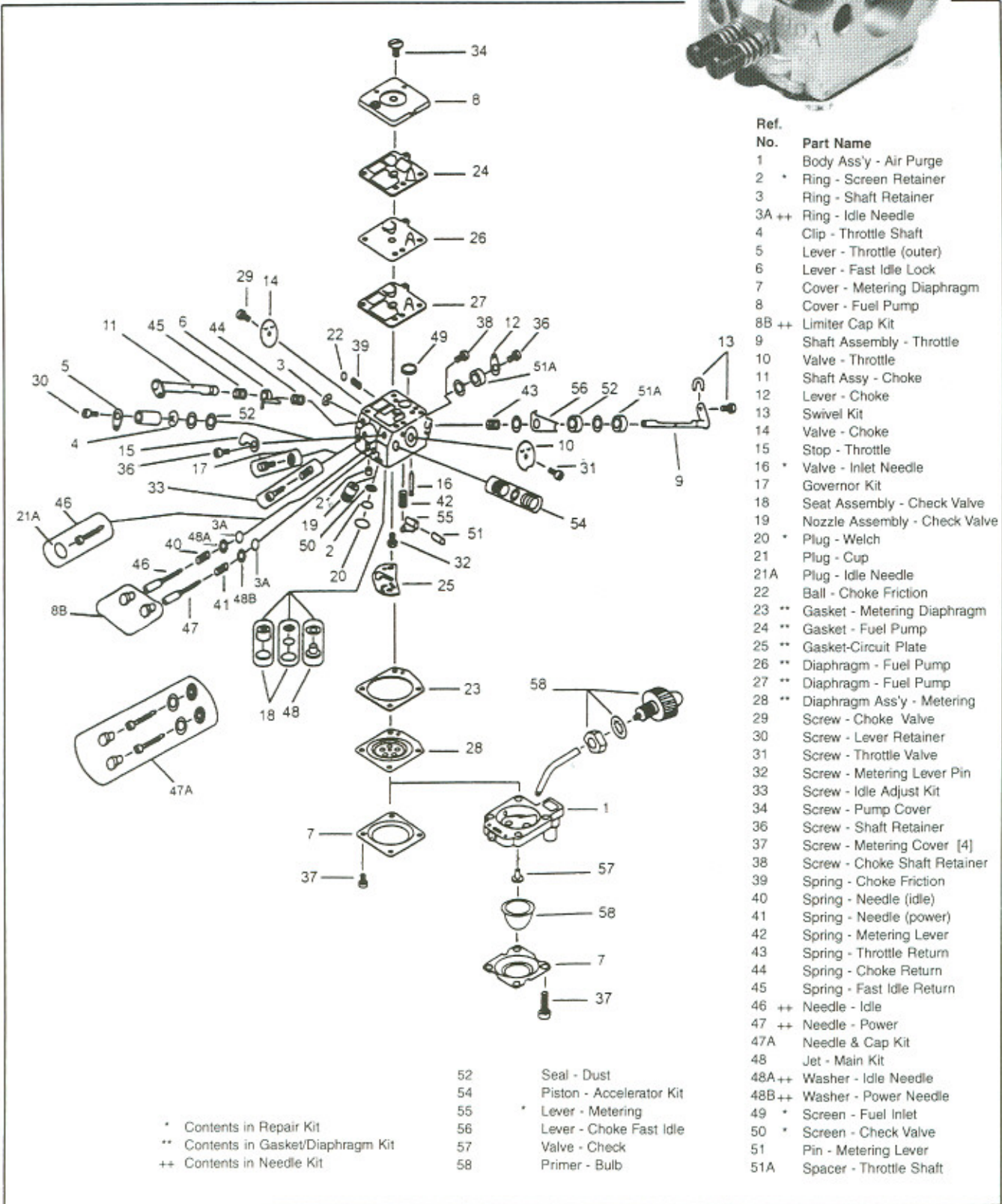
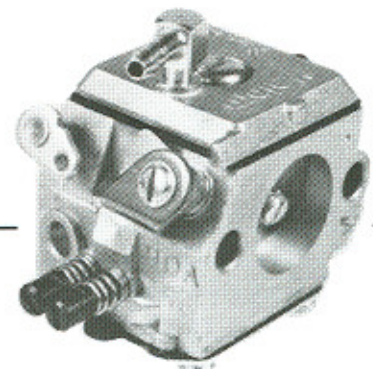
Manual del carburador Walbro





# CHAIN SAW CARBURETOR SERVICE MANUAL

## HDA series



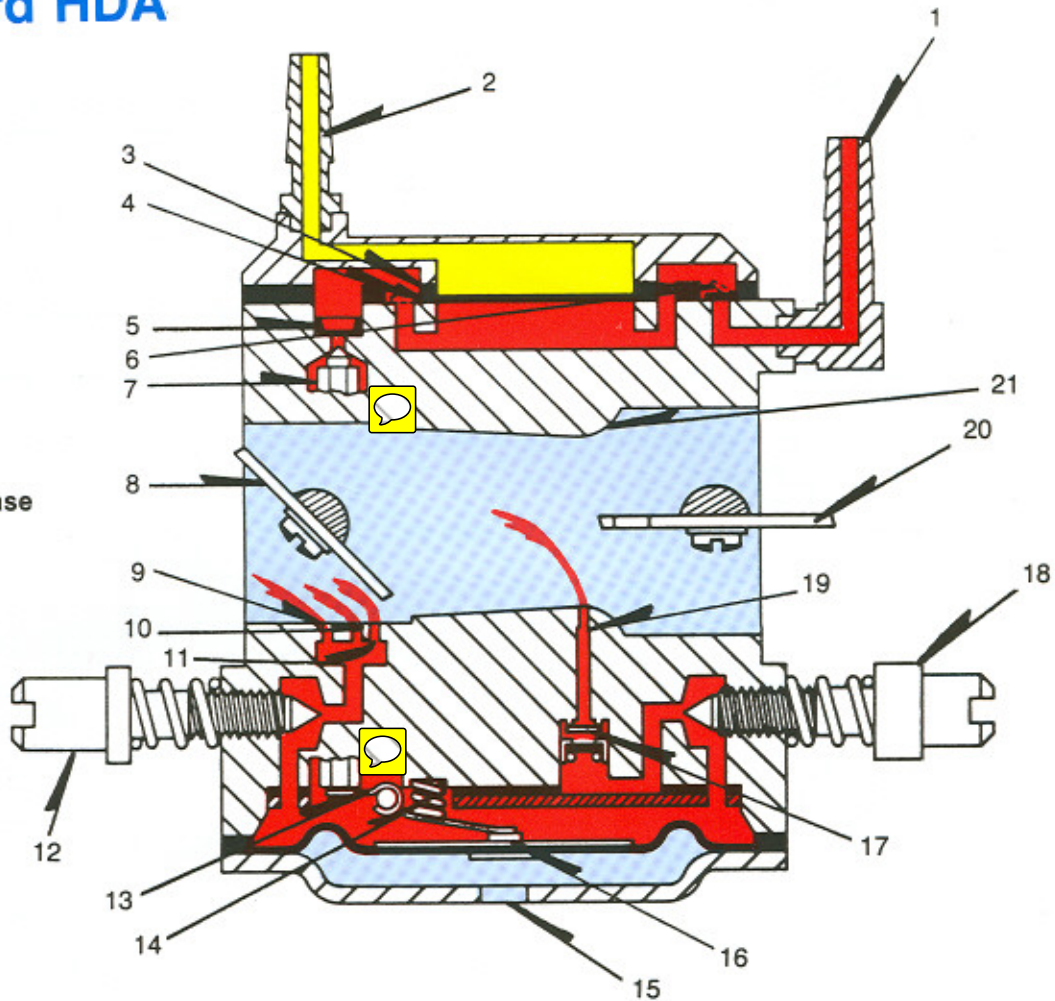
Ref. No.	Part Name
1	Body Ass'y - Air Purge
2 *	Ring - Screen Retainer
3	Ring - Shaft Retainer
3A ++	Ring - Idle Needle
4	Clip - Throttle Shaft
5	Lever - Throttle (outer)
6	Lever - Fast Idle Lock
7	Cover - Metering Diaphragm
8	Cover - Fuel Pump
8B ++	Limiter Cap Kit
9	Shaft Assembly - Throttle
10	Valve - Throttle
11	Shaft Assy - Choke
12	Lever - Choke
13	Swivel Kit
14	Valve - Choke
15	Stop - Throttle
16 *	Valve - Inlet Needle
17	Governor Kit
18	Seat Assembly - Check Valve
19	Nozzle Assembly - Check Valve
20 *	Plug - Welch
21	Plug - Cup
21A	Plug - Idle Needle
22	Ball - Choke Friction
23 **	Gasket - Metering Diaphragm
24 **	Gasket - Fuel Pump
25 **	Gasket-Circuit Plate
26 **	Diaphragm - Fuel Pump
27 **	Diaphragm - Fuel Pump
28 **	Diaphragm Ass'y - Metering
29	Screw - Choke Valve
30	Screw - Lever Retainer
31	Screw - Throttle Valve
32	Screw - Metering Lever Pin
33	Screw - Idle Adjust Kit
34	Screw - Pump Cover
36	Screw - Shaft Retainer
37	Screw - Metering Cover [4]
38	Screw - Choke Shaft Retainer
39	Spring - Choke Friction
40	Spring - Needle (idle)
41	Spring - Needle (power)
42	Spring - Metering Lever
43	Spring - Throttle Return
44	Spring - Choke Return
45	Spring - Fast Idle Return
46 ++	Needle - Idle
47 ++	Needle - Power
47A	Needle & Cap Kit
48	Jet - Main Kit
48A ++	Washer - Idle Needle
48B ++	Washer - Power Needle
49 *	Screen - Fuel Inlet
50 *	Screen - Check Valve
51	Pin - Metering Lever
51A	Spacer - Throttle Shaft
52	Seal - Dust
54	Piston - Accelerator Kit
55 *	Lever - Metering
56	Lever - Choke Fast Idle
57	Valve - Check
58	Primer - Bulb

\* Contents in Repair Kit  
 \*\* Contents in Gasket/Diaphragm Kit  
 ++ Contents in Needle Kit

# Standard HDA

## COLOR CODE

- -Fuel
- -Crankcase Pulse
- -Air

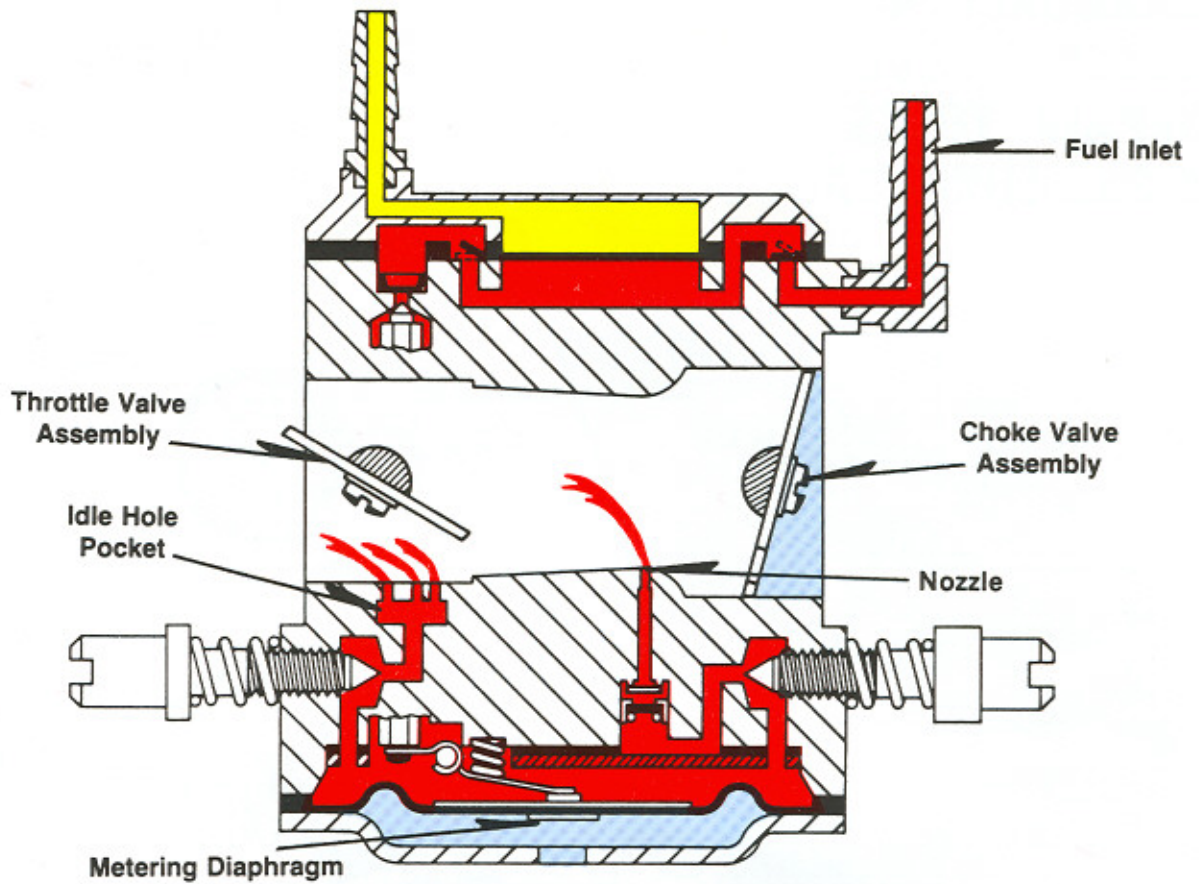


## OPERATING FUNCTIONS

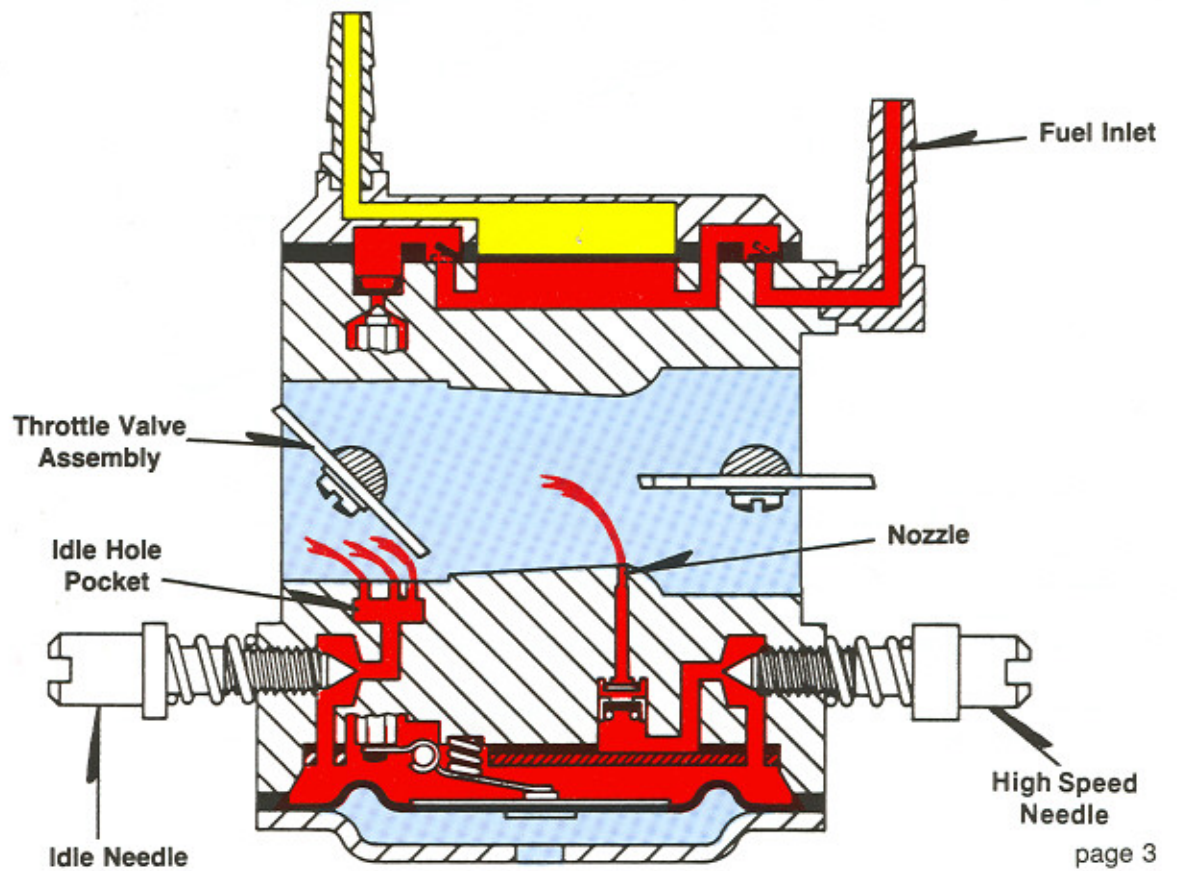
1. Fuel Inlet: Fuel drawn from tank enters here.
2. Impulse Fitting: Engines crankcase impulse enters here.
3. Fuel Pump Diaphragm: Activates in response to crankcase pulse to transfer fuel to pump check valve.
4. Inlet Check Valve: Opens during vacuum pulse. Closes during pressure pulse.
5. Filter Screen: Filters fuel before it enters metering chamber.
6. Inlet Check Valve: Closes during vacuum pulse. Opens during pressure pulse.
7. Inlet Needle: Lifts off seat to allow the correct amount of fuel to enter the metering chamber.
8. Throttle Valve Assembly: Allows correct ratio of air/fuel to mix as engine goes from idle to wide open throttle.
9. Primary Idle Hole: Main source of fuel at the idle position.
10. Second Idle Hole: Feeds additional fuel when uncovered by the throttle valve.
11. Third Idle Hole: Feeds additional fuel when uncovered by the throttle valve.
12. Idle Needle: Adjusts correct amount of fuel to enter idle holes.
13. Metering Lever: Activated by the metering diaphragm to lift inlet needle off seat.
14. Metering Spring: When compressed it allows lever to lift inlet needle. When released allows lever to lower needle onto seat.
15. Atmospheric Vent: Allows atmospheric pressure onto dry side of metering diaphragm.
16. Metering Diaphragm: Drawn onto metering lever to lift inlet needle off seat.
17. Nozzle Check Valve: Engine vacuum draws valve away from retainer to allow fuel to enter engine at W.O.T. Seals at idle.
18. High Speed Needle: Adjusts amount of fuel to enter nozzle.
19. Nozzle: Main source of fuel to engine at wide open throttle.
20. Choke Valve Assembly: Closes air entering carburetor at start position.
21. Venturi: Velocity of air entering carburetor increases at this point to draw fuel from nozzle.



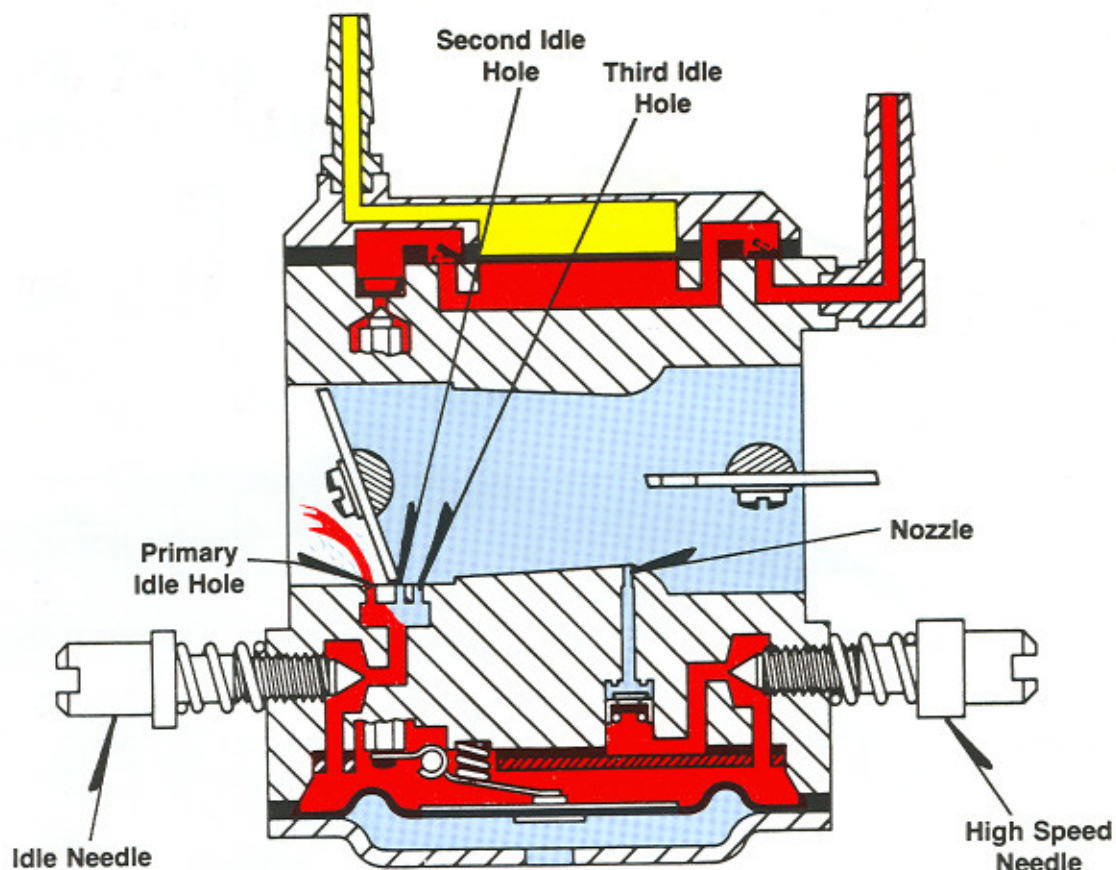
## HDA at Start Position



## HDA at Part Throttle Position



## HDA at Idle Position



### IDLE ADJUSTMENT OF HDA

**NOTE I:** With the engine at the idle position the carburetor feeds fuel thru the primary idle hole. The second and third idle holes act as air bleed holes to mix with the fuel to create the correct air/fuel ratio.

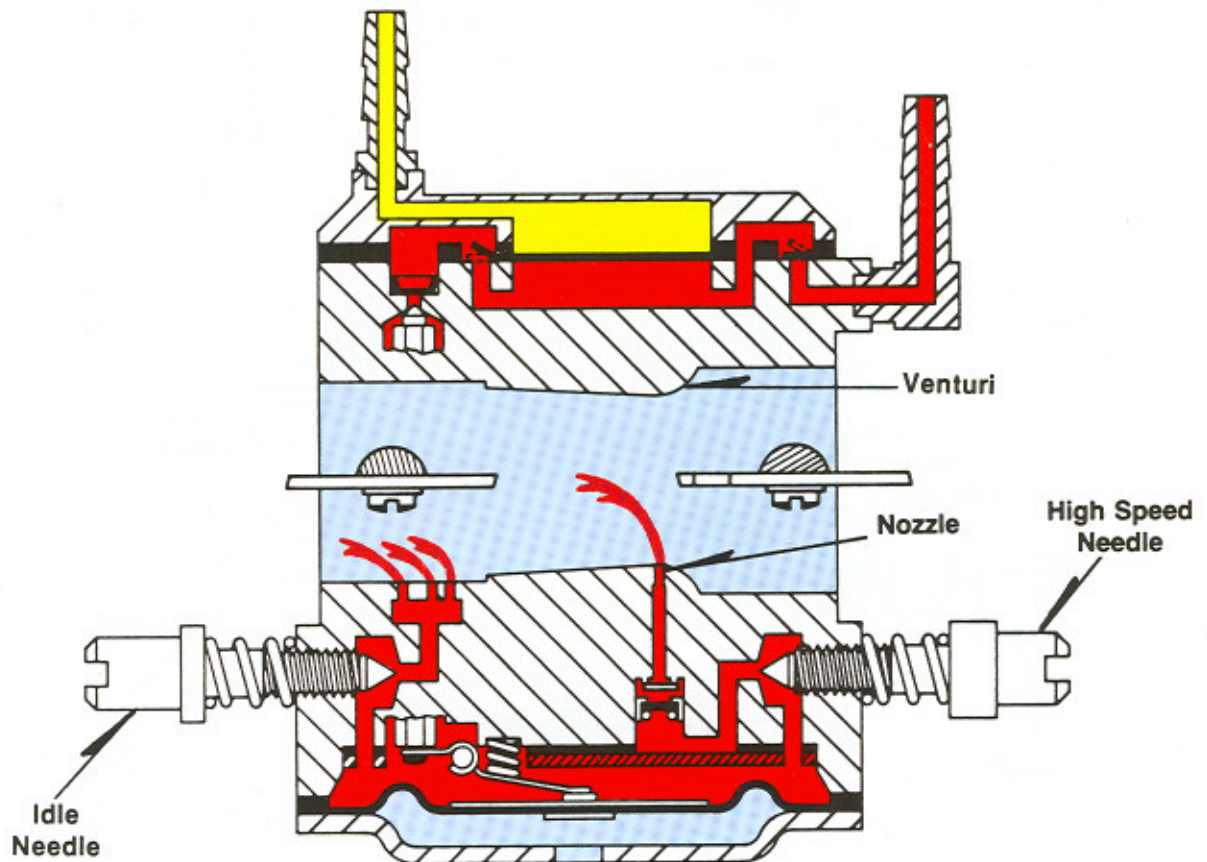
**NOTE II:** Both high speed and idle adjustment needles are pre-set by the engine manufacturer and should only be readjusted by an authorized Walbro service person.

WITH BOTH NEEDLES SET AT 1/4 TURNS OPEN PROCEED AS FOLLOWS:

1. Start engine and adjust idle speed screw (not idle needle) so that engine idles at a moderate speed slightly slower than clutch engagement.
2. Turn the idle needle clockwise (lean) until engine idles smoothly.
3. Readjust speed screw to correct engine speed.
4. Continue turning idle needle clockwise until a decrease in idle RPM is evident. STOP.
5. Turn idle needle counterclockwise (rich) until optimum smooth engine idle is obtained.
6. For your reference, always record the settings prior to releasing the engine to your customer.



## HDA at High Speed Position



### HIGH SPEED NEEDLE ADJUSTMENT

With the engine at the high speed position the manifold vacuum draws the majority of the fuel from the carburetor nozzle.

WITH BOTH NEEDLES SET AT 1¼ TURNS OPEN PROCEED AS FOLLOWS:

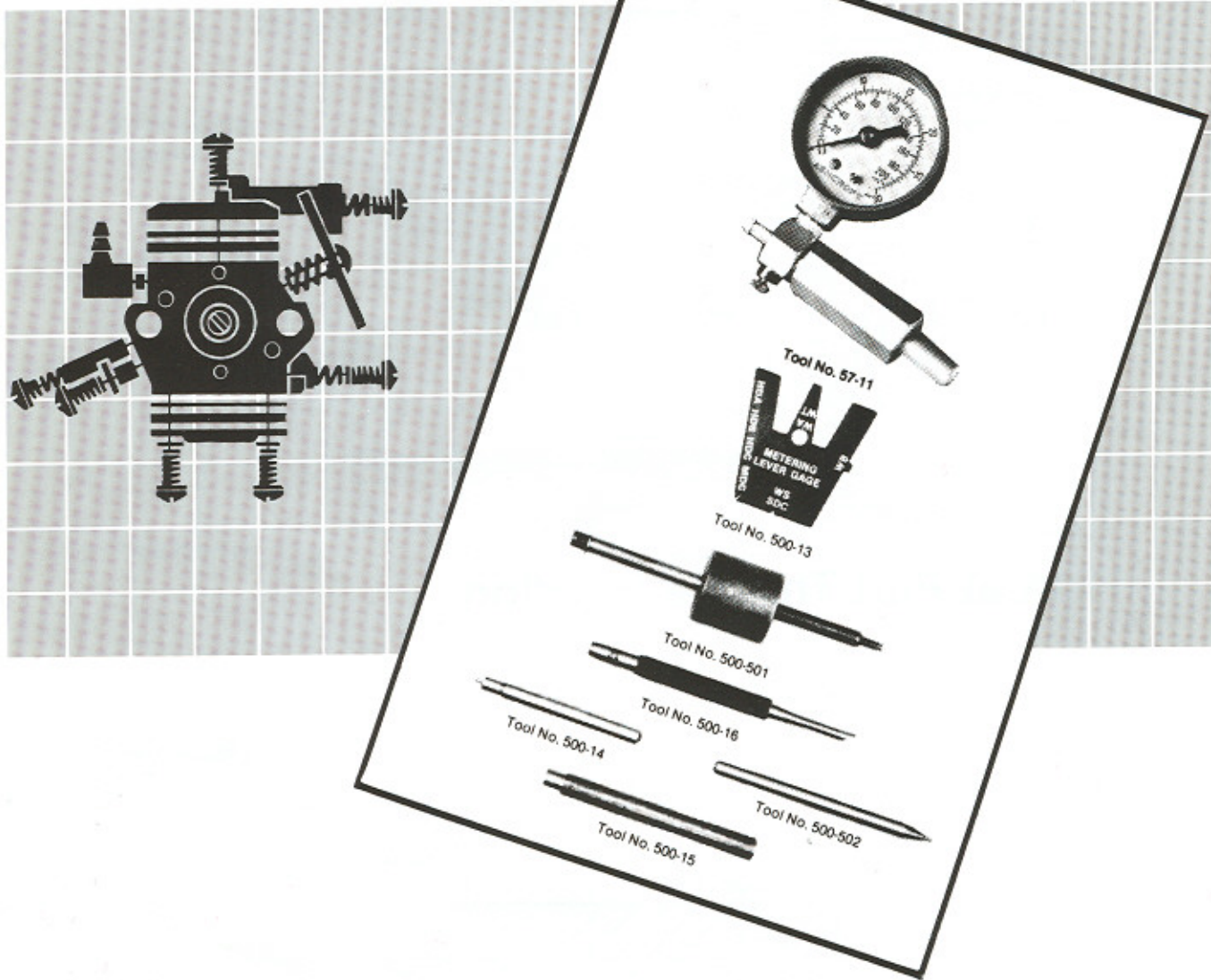
1. With the high speed needle set at 1¼ turns open the engine should be running at a slightly richer than normal high speed. Some engines will give a 4-cycling sound.
2. With the engine running at high speed turn the high speed needle clockwise (lean) until the engine runs smooth or into a 2-cycle sound.
3. Optimum adjustment is obtained when a very slight 4-cycling sound is heard.
4. For your reference always record the setting of the needles prior to releasing the engine to your customer.

# DIAPHRAGM CARBURETOR CHECK VALVE REPAIR TOOLS & PRESSURE GAUGE

## INCREASE PRODUCTIVITY

Pressure gauge aids in diagnosing problem areas, while the specially designed tools simplify repair procedures.

**Part No. 400-595**



Recommended by Walbro engineers, this kit of specially designed carburetor tools is a must for every service man engaged in the repair of Walbro diaphragm carburetors.

It contains everything needed for proper repair and will pay for itself many times over.

The tools are designed to cut labor costs and to reduce the risk of costly damage to parts during repair.

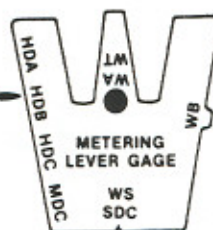
The pressure gauge is a necessary tool for the professional repair person.



# HDA Series

## CARBURETOR MODELS

Carburetor models listed on side of gage indicate the side used for that carburetor metering system.



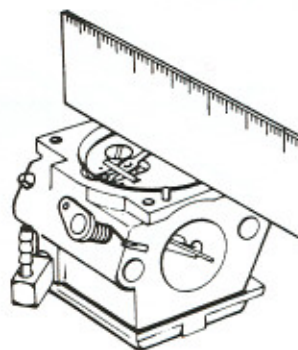
500-13

## ADJUSTING THE METERING LEVER

1. With metering diaphragm cover (4 screws), metering diaphragm and gasket removed:
2. Metering lever adjustment instructions are pictured below using our metering lever gage.
3. Make sure the metering lever spring is seated properly in the chamber floor and under the dimple in the metering lever.
4. Special care should be taken to make sure that the fork of the lever is attached properly to the inlet needle valve.
5. Re-assembly: Install gasket to casting, add diaphragm assembly then the cover. NOTE: Some diaphragms also attach to the metering lever. (Opposite the inlet needle valve.)



**HDA - HDB - HDC - MDC**  
Place gage across carburetor body casting as illustrated. Metering lever should just touch the gage without opening the inlet needle valve. Slight pressure will bend the lever up or down.



**HDA - HDB - HDC - MDC**  
Place a straightedge across carburetor body casting as illustrated. Metering lever should just touch the straightedge, without opening the inlet needle valve. Slight pressure will bend the metering lever up or down.

## SERVICE PROCEDURE FOR FLOODED CARBURETORS

### CAUSE:

1. Metering lever set too high
2. Metering diaphragm misassembled
3. Inlet needle will not seal
4. Idle needle set too rich

Readjust lever to correct height with gage.  
Place metering gasket on body before placing metering diaphragm.  
Remove inlet needle and wipe tip clean or replace.  
Also wash and blow inlet seat clean.  
Reset idle needle to specified setting.

## SERVICE PROCEDURE FOR LEAN CARBURETOR

1. Metering lever set too low
2. Hole in metering diaphragm
3. Leaky manifold gasket or block
4. Loose cover screws
5. Pump diaphragm check valves worn
6. Dirty or plugged inlet screen
7. Obstructed or damaged fuel or pulse line
8. Fuel tank cap not venting
9. Idle needle set too lean

Readjust lever to correct height with gage.  
Replace metering diaphragm and check gasket.  
Replace manifold gasket and block.  
Tighten securely.  
Replace pump diaphragm.  
Remove screen and clean or replace.  
Remove obstruction or replace line if necessary.  
Also, check in-line fuel filter.  
Remove cap and replace vent.  
Reset idle needle to specified setting.



# ANEXO C

---

Instrucciones de operación del motor Graupner G58



**Operating Instructions for GRAUPNER petrol engines - G 26, G 58, ZDZ 40, ZDZ 80****Safety notes and warnings relating to internal combustion engines**

**Be sure to read right through the operating instructions before you attempt to run the engine for the first time.**

This engine is not suitable for young persons under 14 years of age. Young people should only be permitted to operate this engine under the instruction and supervision of an adult who is aware of the hazards involved in this activity.

- Model engines may only be used for the purpose for which the manufacturer designed them, i.e. as propulsion units for suitable models.

**Don't ignore our warnings.** They refer to materials and processes which, if ignored, can result in serious or even fatal injury, or permanent damage to property.

You alone are responsible for the safe operation of your engine.

If you have any questions regarding the safe operation of your engine, please turn to your local model shop in the first instance, as the staff will be pleased to help you.

- Propellers and other rotating parts which are powered by an engine represent a permanent hazard and constitute a real risk of injury. Don't touch them with any part of your body. For example, a propeller spinning at high speed can easily slice off a finger.
- Keep well clear of the rotational plane of the propeller or rotors. You never know when some part may come loose and fly off at high speed, hitting you or anybody else in the vicinity. Never touch the revolving propeller with any object.
- Every time you intend to operate your engine check carefully that it and everything attached to it (e.g. propeller, rotors, gearboxes etc.) is in good condition and undamaged. If you find a fault, do not run the engine until you have corrected it.
- The engine must always be securely and firmly mounted in the model, in accordance with the manufacturer's recommendations. Use screws of adequate size in conjunction with locked nuts.
- Model engines are usually started with the help of an electric starter. An alternative is to use a "chicken stick" - a length of thick wooden dowel with a piece of water hose pushed over it.
- Many model engines are very noisy, producing a sound level much higher than 85 dB (A-weighted), which implies that you should wear ear defenders. Never run an engine without the silencer fitted. Even with a silencer, model engines can easily disturb your neighbours. Don't run your engines when other people expect peace and quiet.
- Take care with loose clothing such as shirt sleeves, scarves etc. Flapping cloth can easily be sucked into the area of the propeller and then get tangled in the blades. This is extremely dangerous.
- If you start your engine when the model is standing on loose or sandy ground, the propeller will suck up sand and dust and hurl it around, and it could easily get in your eyes and do damage. Wear protective goggles at such times.
- Take particular care when carrying the model with the engine running. Keep well clear of the rotating parts!
- Models powered by internal combustion engines are demanding and potentially dangerous machines, and call for a high level of technical knowledge and skill from the operator, together with a responsible attitude. They are capable of generating a lot of kinetic energy - quite enough to cause serious personal injury and damage to property. For this reason never operate your model on public roads, school yards, public parks and playing fields etc., and ensure that you are always in full control of it.
- It is important that you can stop your engine at any time. This is achieved by adjusting the throttle so that the barrel closes completely when you move the throttle stick and trim to their end-points. Another option with a petrol engine is to switch off the ignition.
- If there are passers-by or spectators at your flying site, make sure that they are aware of the dangers inherent in your activity, and insist that they keep a safe distance away (at least 5 m).



- Never run an internal combustion engine without a suitable load.
- When installing the engine it is important to arrange all the controls in accessible positions, in order to minimise the risk of injury through contact with moving parts (e.g. propeller etc.).
- When working on the engine in any way, be sure that you are standing on a stable, non-slippery surface, and that the model is safely secured.
- Model fuels are toxic; do not allow them to come into contact with your eyes or mouth. Fuel should always be stored in clearly marked containers, out of the reach of children.
- Never run an internal combustion engine in an enclosed space such as a cellar, garage etc. Model engines produce lethal carbon monoxide gas just like full-size engines. Engines should only be run in the open air!
- Model fuels are volatile and highly inflammable. Keep them well away from open flames, excessive heat, all possible sources of sparks and anything else which could result in a fire. Do not smoke when handling fuel or where fuel vapours are likely to be present.
- Model engines generate a lot of heat. The engine and silencer in particular become very hot when running, and stay at a high temperature for quite a while. Touching the hot parts can give you serious burns, so take care especially when carrying out adjustments - wear protective gloves. Hot engines can even start a fire under unfavourable circumstances.
- When the engine is running it expels hot toxic gases from the exhaust together with very hot fluid combustion residues which can cause burns.

### Maintenance

Clean the engine after each session. Any unburned fuel must be removed from the fuel tank and engine.

### Check the following points before running the engine:

- Don't alter the settings or fiddle with adjuster screws on the engine before you have read the operating instructions.
- Don't dismantle the engine or undo any screws.
- If you ignore these points you may find that the engine will not start, does not run properly or fails to produce full power.

### Key to symbols

Caution! Danger from rotating parts! These can produce serious and even fatal injuries in extreme cases.

Caution! Highly toxic! May cause poisoning.

Caution! Danger of explosion and fire.

Caution! Potential burns through contact with hot surfaces.

Be sure to read right through these instructions and safety notes before operating the engine.

Graupner two-stroke petrol engines are designed as power plants for large models. Their power : weight ratio is very good, and they are built to high quality standards. Graupner engines are subject to random testing, and therefore may show signs of use even when new. All carburettors are adjusted at the factory before shipping, and this means that major adjustments are hardly ever required.

### Basic characteristics and notes:

- The engines are equipped with membrane carburettors made by WALBRO or BING. These carburettors feature two needle valves / adjuster screws, which are pre-adjusted at the factory:
- H for High - full throttle setting
- L for Low - idle setting
- If you lose the basic settings, or make a mistake when adjusting the needle valves, open both needles by around 1¼ turns from fully closed; this forms a good starting point for final adjustments.
- The crankshaft is supported in multiple ballraces; the connecting rod is fitted with needle roller bearings.
- All Graupner petrol engines are equipped with BRISK spark plugs which are matched to the engine type in terms of thermal values. If you have to fit a new plug, take care to obtain exactly the same type, as marked on the sparkplug itself.
- The recommended fuel is unleaded petrol mixed with fully synthetic two-stroke oil at a ratio of 1 : 50. Suitable oils include Castrol TTS and Bel Ray. For running-in the oil content should be increased to 1 : 40.
- Always use a fuel tank with a felt or sintered clunk weight such as Order No. 1646, 1646.1 or 6800.5.
- Suitable fuel tubing for use with petrol is available under Order No. 1325.2.

To operate the engine you will also need a four-cell ignition battery with a capacity of at least 800 mAh, together with an ignition switch with integral charge socket (see main catalogue).

These engines are pre-set at the factory, so it makes absolutely no sense to fiddle with the carburettor adjustment screws or the sensor holder!

The ignition system is fitted with a security shut-off circuit which automatically switches itself off after a period of inactivity of about one minute. If the shut-off circuit is tripped, you cannot run the engine again until you have switched off the ignition system, then switched it on again after a few seconds. Please remember this security circuit, as it may be the reason why you cannot start the engine. If the engine should stop and you do not restart it for more than one minute, the ignition system will switch itself off automatically. To re-start the engine you must first switch off the ignition system, then switch it on again.

#### Starting and adjusting the engine:

Always wear a thick, stout glove for starting the engine.

First switch on the ignition, close the choke flap and suck in fuel by swinging the propeller. The engine will start to fire (run, then stop) as soon as sufficient fuel has reached the combustion chamber. At this point open the choke flap and start the engine again. You may have to repeat this process several times until the engine is running; this often depends on the length of the fuel line to the carburettor, and whether there is any air in the tube. If the engine is already mounted in a model, it is essential to switch on the radio control system before you start the engine. Check that the throttle stick is at the idle position, and that the carburettor actually is no more than slightly open!

Caution: if you set the throttle too far open for starting, you may find that the model or test stand will start moving as soon as the engine is running! For safety's sake don't run the engine unless you have an assistant close by; alternatively attach the model or test stand securely to the ground.

Graupner petrol engines generate very high power - depending on the propeller used - and the amount of "pull" may surprise the user unfamiliar with petrol engines. Always wear a thick, stout glove for starting the engine, ensure that the propeller is 100% securely attached, and that the propeller nut is mechanically locked, before you start the engine. Once the engine is running, let it warm up for a little while before slowly increasing speed towards the full-throttle setting.

Never stand in front of the propeller or directly to one side of it. If you need to adjust the engine or carburettor screws, always do it from behind the propeller, i.e. position yourself behind the model or test stand. Never, ever, attempt to work on the engine from the front by reaching round the propeller. This is exceptionally dangerous!

When you are starting, running and adjusting the engine, ensure that the model, engine or engine test stand are located well clear of loose objects such as cleaning rags, small tools and other unrestrained items, as the propeller generates a powerful suction force.

When the engine has warmed up, rotate the needle valve marked "H" until it is running at maximum speed.

Now throttle the engine back to idle, and adjust the idle range by rotating the needle valve marked "L".

You may find that you need to re-adjust both needles in order to achieve a smooth, even transitional range (mid-throttle settings) as each needle valve affects the other to some extent. When correctly adjusted, the engine should run smoothly when throttled back, without fluctuations in rotational speed; the engine should then pick up speed immediately, without faltering, when the throttle is advanced.

You will usually need to adjust the carburettor settings slightly if you fit a different size of propeller.

Always use the matching exhaust system and accessories designed for these engines. You will find the recommended items in our various catalogues.

The Graupner company guarantees these engines, provided that any damage is not caused by unauthorised modifications to the engine, that suitable fuel with the correct oil content (1 : 40, 1 : 50) is used at all times, and that the engine is run using the original ignition system only.

Engines manufactured or distributed by Graupner are not suitable for propelling manned machines or transport vehicles. If the engines are employed for such purposes, neither Graupner nor the engine manufacturer will accept liability for damage to property or personal injury. Graupner petrol engines are suitable exclusively for use in radio-controlled models, primarily model aircraft, and their use to transport living creatures is prohibited.

If your engine is defective, or refuses to run properly, please do not attempt to repair it yourself. Pack up the engine complete with ignition system and send it to your nearest Graupner Service Centre, or direct to us at: Firma GRAUPNER, Service Department, Henriettenstr. 94-96, D-73230 Kirchheim/Teck, Germany.

**Specification:**

	<b>ZDZ 40</b>	<b>ZDZ 80</b>	<b>G 26</b>	<b>G58</b>
Capacity	40 cc	80 cc	26 cc	58 cc
Power approx.	3.53 kW (4.8 BHP)	5.88 kW (8 BHP)	2.8 kW (3.8 BHP)	8.5 BHP / 6950 rpm
Bore	38 mm	52 mm	33 mm	42 mm
Stroke	35 mm	38 mm	30 mm	42 mm
RPM range	1200 - 7800	1200 - 8200	1200 - 8000	1000 - 7500
Electronic ignition	FALKON	FALKON	VLACH	VLACH
Weight approx.	1300 g	1850 g	1100 g	1630 g
2-stroke fuel mix	1 : 40 / 1 : 50	1 : 40 / 1 : 50	1 : 40 / 1 : 50	1 : 40 / 1 : 50
Propeller	18 x 10, 18 x 12, 20 x 10, 22 x 8 2-blade	20 x 14, 22 x 10, 22 x 12, 24 x 8, 24 x 10, 26 x 8 2-blade	16 x 10, 16 x 12, 18 x 10 2-blade	22 x 10, 22 x 12, 24 x 8, 24 x 10, 26 x 8, 26 x 10 2-blade
	18 x 12, 20 x 10, 21 x 12, 22 x 10, 21 x 10 3-blade	22 x 10, 22 x 12, 22 x 12, 23 x 12, 24 x 10, 24 x 12 3-blade		24 x 10, 24 x 12, 3-blade

All specifications are as provided by the engine manufacturers; this data is not guaranteed to be correct.

We reserve the right to introduce modifications.

Propeller sizes must be matched individually to the model; the optimum size will vary according to the exhaust / silencer system in use.

**GRAUPNER GmbH & Co. KG D-73230 KIRCHHEIM/TECK GERMANY**

We reserve the right to introduce modifications. No liability for printing errors.

Ident No. 50616

04/2004