



universidad
de león



Escuela de Ingenierías
Industrial, Informática y Aeroespacial
GRADO EN INGENIERÍA AEROESPACIAL

Trabajo de Fin de Grado

**IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO DE LIBERACIÓN FINITA
DE CALOR DE DOS ZONAS PARA LA SIMULACIÓN DE LAS
PRESTACIONES DE MOTORES ALTERNATIVOS DE
AVIACIÓN**

**TWO ZONE FINITE HEAT RELEASE MODEL
IMPLEMENTATION FOR AIRCRAFT RECIPROCATING
ENGINES PERFORMANCE SIMULATION**

Autor: Diego Puebla Gutiérrez
Tutor: Deibi López Rodríguez

(Julio, 2022)

UNIVERSIDAD DE LEÓN
Escuela de Ingenierías Industrial, Informática y
Aeroespacial

GRADO EN INGENIERÍA AEROESPACIAL
Trabajo de Fin de Grado

ALUMNO: Diego Puebla Gutiérrez

TUTOR: Deibi López Rodríguez

TÍTULO: Implementación del modelo de liberación finita de calor de dos zonas para la simulación de las prestaciones de motores alternativos de aviación

TITLE: Two zone finite heat release model implementation for aircraft reciprocating engines performance simulation

CONVOCATORIA: Julio, 2022

RESUMEN:

La temática de este trabajo de fin de grado se relaciona con la obtención de las prestaciones de motores de combustión interna, siendo el principal objetivo el desarrollo de un programa informático con este fin.

En primer lugar, se ha seleccionado los principales compuestos que intervienen en el funcionamiento de un motor alternativo para a continuación obtener sus propiedades termodinámicas.

Se ha escogido un modelo de flujo compresible cuasi-estacionario para determinar el flujo de masa que entra o sale del cilindro, tanto a través de las válvulas de admisión y escape como a través de los segmentos cuando las válvulas están cerradas.

La fase de combustión se ha simulado mediante el modelo de liberación finita de calor de dos zonas. La cámara de combustión queda dividida en dos zonas, una formada por la mezcla de aire y combustible, y la otra por los productos de la combustión. Al contrario de lo que indica su nombre, en este modelo no existe liberación de calor, sino que la combustión consiste en la transferencia de masa desde la zona sin quemar hacia la zona quemada.

Será necesario calcular el equilibrio químico para determinar la temperatura inicial de la zona quemada (temperatura de llama adiabática) y su composición en cada instante. El equilibrio se alcanza cuando la energía libre de Gibbs es mínima, empleando las propiedades termodinámicas de los compuestos que se han definido previamente.

También se tendrán en cuenta las pérdidas de energía en forma de calor debido a la gran diferencia de temperaturas entre los componentes del motor y el fluido, especialmente durante la fase de combustión.

Se ha escogido MATLAB para el desarrollo del programa, y se ha incluido el código del programa en el anexo del trabajo.

Para la validación del programa se ha escogido el motor Rotax 912, el cual proporciona una potencia máxima de 73.5 kW (100 CV) a 5800 rpm en condiciones de nivel del mar, y está diseñado para propulsar aeronaves ultraligeras.

Palabras clave: motor, combustión, termodinámica, MATLAB, simulación

Firma del alumno:

VºBº Tutor/es:

UNIVERSIDAD DE LEÓN
Escuela de Ingenierías Industrial, Informática y
Aeroespacial

GRADO EN INGENIERÍA AEROESPACIAL
Trabajo de Fin de Grado

ALUMNO: Diego Puebla Gutiérrez

TUTOR: Deibi López Rodríguez

TÍTULO: Implementación del modelo de liberación finita de calor de dos zonas para la simulación de las prestaciones de motores alternativos de aviación

TITLE: Two zone finite heat release model implementation for aircraft reciprocating engines performance simulation

CONVOCATORIA: Julio, 2022

ABSTRACT:

The theme of this Final Degree Project is the obtention of internal combustion engine's performance, and as a consequence, its main objective is the development of a computer program with this aim.

First of all, the main involved chemical species during the engine's operation have been chosen, and then their thermodynamic properties are modelled.

In order to obtain the mass flowrate through the intake and exhaust valves and mass loss past piston rings, a compressible quasi-stationary model is used.

The combustion phase modeling is performed by the two zone finite heat release model. The combustion chamber is divided into two zones, one for the unburned gas and another for the combustion products in chemical equilibrium. Despite its name, the model does not involve heat release. Instead, the combustion consists in a mass transferred from the unburned zone to the burned zone.

Equilibrium state must be determined in order to calculate the initial temperature value of the burned zone (adiabatic flame temperature) and its instantaneous composition. Chemical equilibrium is reached when the Gibbs free energy is at a minimum.

Heat transfer is also taken into account due to the noticeable temperature difference between engine parts and the fluid, specially during the combustion phase.

MATLAB has been chosen as the programming environment and the code is included in the project's appendix.

The program has been validated comparing the program results with Rotax 912 manufacturer's published data. This engine produces 73.5 kW (100 CV) at 5800 rpm at sea level conditions, and has been designed for ultralight aircraft propulsion.

Palabras clave: motor, combustión, termodinámica, MATLAB, simulación

Firma del alumno:

VºBº Tutor/es:

Contenido

1.	Objetivos	15
2.	Estado de la tecnología.....	16
2.1	Modelos y programas.....	16
2.2	Ensayo de motores alternativos	19
2.3	Banco de ensayos del Departamento de Ingeniería Aeroespacial	24
3.	Modelos empleados	28
3.1	Compuestos que intervienen y sus propiedades termodinámicas	28
3.2	Modelo de flujo compresible cuasi-estacionario	35
3.2.1	Obtención de la temperatura y velocidad del flujo	35
3.2.2	Obtención de la presión crítica	36
3.2.3	Flujo que recorre el conducto	37
3.3	Curvas de apertura de las válvulas y áreas de paso.....	39
3.4	Ecuaciones diferenciales para la presión, temperatura y composición ...	41
3.5	Cálculo de la tasa de combustión	44
3.5.1	Función de Wiebe.....	45
3.5.2	Tasa de combustión real	47
3.6	Modelo de liberación finita de calor de dos zonas.....	51
3.7	Movimiento biela manivela	56
3.8	Modelos de transferencia de calor	59
3.9	Equilibrio químico	63
3.10	Temperatura de llama adiabática.....	66
4.	Desarrollo del modelo de simulación integral.....	68
4.1	Primera versión del programa	68
4.2	Método numérico para la resolución de las EDOs	71
4.3	Funciones para el cálculo de los diferenciales	72

4.4	Programa completo y variables de salida.....	75
5.	Resultados	78
5.1	Datos empleados	78
5.2	Interpretación de los resultados	82
5.2.1	Ciclo termodinámico	82
5.2.2	Curvas de prestaciones	91
6.	Conclusiones.....	100
7.	Referencias	102
8.	Anexo	105
8.1	Tabla de tiempo utilizado	105
8.2	Diagrama de Gantt.....	106
8.3	Funciones de MATLAB	107
8.3.1	Programa completo	107
8.3.2	Función para el cálculo de los diferenciales en las fases de admisión, compresión, expansión y escape	113
8.3.3	Función para el cálculo de los diferenciales en la combustión	118
8.3.4	Función para introducir los datos del motor	122
8.3.5	Función que calcula las propiedades termodinámicas de los compuestos.....	124
8.3.6	Función para el cálculo del equilibrio.....	127
8.3.7	Método de Newton para sistemas modificado	129
8.3.8	Función para el cálculo de la temperatura de llama adiabática	130
8.3.9	Función para obtener la presión crítica	131
8.3.10	Cálculo de la temperatura en la expansión isentrópica	133
8.3.11	Cálculo del volumen de la zona quemada.....	134
8.3.12	Calculo del volumen en función de la posición del cigüeñal.....	135

Índice de figuras

Figura 2.1. Tiempo requerido para resolver el proceso de combustión en un motor de combustión interna empleando la cinética química o un modelo simplificado [4].	17
Figura 2.2. Representación esquemática de los distintos sensores de flujo de aire junto con sus ecuaciones [2].	23
Figura 2.3. Fotografía del banco de ensayos Tecner E-135 y del motor Rotax 912.	24
Figura 2.4. Fotografía de la célula de carga instalada en el banco de ensayos... 25	
Figura 2.5. Captador magnético instalado en el banco de ensayos.	26
Figura 2.6. Fotografías de la bujía perforada.	26
Figura 2.7. Despiece del conjunto formado por la bujía y el transductor de presión [8].	27
Figura 3.1. Composición del equilibrio químico de una mezcla de aire-isooctano en función del dosado relativo para $T = 3000\text{K}$ y $P = 50\text{ MPa}$ [2].	30
Figura 3.2. Curvas de calor específico para O_2 , N_2 , CO_2 y NO	32
Figura 3.3. Esquema de las áreas de paso del fluido.....	37
Figura 3.4. Curva con la altura de apertura de la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal para $\theta_d = 180^\circ$ y $\theta_0 = 0^\circ$	39
Figura 3.5. Representación esquemática de la válvula	40
Figura 3.6. Evolución de las fracciones de masa de los compuestos más abundantes durante el proceso de admisión, relación combustible-aire de 1:13.69.	42
Figura 3.7. Evolución de la fracción de masa empleando la función de Wiebe para distintos valores de eficiencia con $n = 4$ y $\theta_d = 40^\circ$	46
Figura 3.8. Representación del frente de llama en una cámara de combustión cilíndrica.	50
Figura 3.9. Masa frente a la posición del cigüeñal calculada para el motor Rotax 912 a 5800 rpm y plena carga.....	55
Figura 3.10. Representación del sistema biela-manivela de los motores de pistón.	56

Figura 3.11. Curva con la posición del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal para $s = 100$ mm y $L = 130$ mm.	57
Figura 3.12. Curva de la variación del volumen respecto al ángulo de giro del cigüeñal tomando $s = 100$ mm, $L = 130$ mm y $d = 100$ mm	58
Figura 3.13. Esquema de la transferencia de calor entre componentes [21].	59
Figura 3.14. Calor perdido empleando las correlaciones de Woschni y Annand [2].	60
Figura 3.15. Pérdidas en forma de calor a plena carga.....	61
Figura 3.16. Temperatura de llama adiabática a 10 bar.....	67
Figura 3.17. Temperatura de llama adiabática a una temperatura inicial de 500 K.	67
Figura 4.1. Diagrama de flujo de la primera versión del programa.....	70
Figura 4.2. Grafica de la presión durante la admisión empleando distintos solver.	71
Figura 4.3. Diagrama de flujo de la función que calcula los diferenciales en las fases de admisión, compresión, expansión y escape.....	73
Figura 4.4. Diagrama de flujo de la función que calcula los diferenciales de la combustión.....	74
Figura 4.5. Diagrama de flujo del programa completo.....	77
Figura 5.1. Apertura de las válvulas del motor Rotax 912 en función del ángulo de giro del cigüeñal [28].	80
Figura 5.2. Trabajo acumulado durante la fase de admisión a 5800 rpm.....	83
Figura 5.3. Presión durante la fase de admisión a 5800 rpm.	83
Figura 5.4. Masa durante la fase de admisión a 5800 rpm.	84
Figura 5.5. Presión durante la fase de admisión para una carga del 15%.	84
Figura 5.6. Masa durante la fase de admisión para una carga del 15%.....	85
Figura 5.7. Fracción de masa quemada a 5800 rpm.....	86
Figura 5.8. Evolución de la fracción de masa quemada para el 100% de carga..	86
Figura 5.9. Evolución de la masa en el escape a plena carga.	87
Figura 5.10. Evolución de la presión frente a la posición del cigüeñal, 100% de carga.	87
Figura 5.11. Temperatura frente a la posición del cigüeñal en cada zona del modelo.	88

Figura 5.12. Trabajo a lo largo del ciclo a 5800 rpm y distinto valor de carga.....	88
Figura 5.13. Presión frente a volumen a plena carga.....	89
Figura 5.14. Presión frente a volumen del ciclo.....	89
Figura 5.15. Presión frente a volumen a 5000 rpm y plena carga para un motor sobrealimentado de tamaño similar al Rotax 912 [32].....	90
Figura 5.16. Curvas de par y potencia a plena carga en función de las revoluciones [33].	91
Figura 5.17. Consumo de combustible en función de las revoluciones de giro del motor cuando se tiene la hélice acoplada [33].	92
Figura 5.18. Potencia producida en función de la altitud de vuelo [33].	92
Figura 5.19. Curvas de potencia a plena carga.....	93
Figura 5.20. Curvas de potencia a carga parcial y curva de potencia con la hélice.	94
Figura 5.21. Curva de consumo con la hélice y puntos de corte en la gráfica de potencia.....	94
Figura 5.22. Curvas de potencia a distintas alturas de vuelo.	95
Figura 5.23. Curvas de potencia para distintos valores de carga.....	97
Figura 5.24. Curvas de rendimiento volumétrico para distintos valores de carga. 98	
Figura 5.25. Curvas de consumo específico para distintos valores de carga.....	98
Figura 5.26. Curvas de PME para distintos valores de carga.....	99
Figura 8.1. Diagrama de Gantt de las tareas realizadas	106

Índice de tablas

Tabla 3.1. Masa molar de los compuestos y coeficientes empleados para el cálculo de sus propiedades termodinámicas [9].	34
Tabla 3.2. Valores del parámetro de eficiencia de Wiebe para distintos valores de eficiencia de la combustión.	46
Tabla 3.3. Valores de los parámetros empleados en el cálculo de la velocidad de combustión laminar del iso-octano [2].	48
Tabla 3.4. Comparación del cálculo de la temperatura de llama adiabática.	66
Tabla 5.1. Características del motor Rotax 912 [26], [27], [28], [29] y [30].	79
Tabla 5.2. Condiciones de trabajo empleadas para los cálculos.	81
Tabla 5.3. Valores de presión y temperatura para distintas altitudes según la Atmósfera ISA [31].	81
Tabla 5.4. Error cometido en la curva de máxima potencia	93
Tabla 5.5. Error en el consumo de combustible.	94
Tabla 5.6. Error de la potencia para distintas altitudes de vuelo.	95
Tabla 8.1. Tiempo empleado en cada tarea.	105

Glosario de acrónimos

EP	Encendido provocado
CFD	Computational fluid dynamics
DNS	Direct numerical solution
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
LES	Large Eddy Symulation
EGR	Exhaust gas recirculation
PMS	Punto muerto superior
PMI	Punto muerto inferior
IPC	Illustrated Parts Catalogue
EDO	Ecuación diferencial ordinaria
ISA	Atmósfera Estándar Internacional
PME	Presión media efectiva

Glosario de símbolos

A	Área
A_{min}	Superficie de la cámara de combustión
a	Coefficiente curvas de propiedades termodinámicas
b	Coefficiente curvas de propiedades termodinámicas
C	Constante de escape de masa en la combustión
c_p	Calor específico a presión constante
D	Diámetro del cilindro
D_V	Diámetro de la válvula
F	Dosado
fm	Fracción de masa
fr	Fracción residual
G, g	Energía libre de Gibbs
H, h	Entalpía
h	Altura de la válvula
h_q	Coefficiente de convección
L	Longitud de biela
M	Peso molecular medio
m	Masa
\dot{m}	Flujo másico
N	Régimen de giro en rpm
n	Cantidad de sustancia
n	Número de cilindros
P	Presión
Q	Cilindrada
\dot{Q}	Flujo de calor
R	Constante de los gases ideales
R_u	Constante universal de los gases ideales
r_{ll}	Distancia recorrida por el frente de llama
S, s	Entropía

s	Carrera
S_L	Velocidad de llama laminar
T	Temperatura
T_{wall}	Temperatura del bloque motor
U, u	Energía interna
U_p	Velocidad media del pistón
u_t	Velocidad turbulenta
V	Volumen del cilindro
V_2	Volumen de la cámara de combustión
v	Velocidad del fluido
v_{fl}	Velocidad del frente de llama
W	Trabajo
\dot{W}	Potencia
W_{ciclo}	Trabajo obtenido del ciclo termodinámico
x	Posición del pistón
y	Fracción molar
α	Ángulo de inclinación de la válvula
γ	Relación de calores específicos
θ	Posición angular del cigüeñal
θ_d	Duración de la combustión
θ_a	Duración de la apertura de la válvula
θ_s	Ángulo en el que salta la chispa
λ	Multiplicador de Lagrange
ρ	Densidad
ϕ	Dosado relativo
ϕ_m	Dosado relativo de máxima velocidad de llama
χ	Fracción de masa quemada
ω	Velocidad angular

Introducción

En la fase de diseño de los motores alternativos se recurre a los modelos numéricos para simular las prestaciones de un nuevo motor. Partiendo de unas especificaciones deseadas (potencia, consumo, emisiones, etc.) se obtendrán las características del motor (número de cilindros, diámetro, carrera, etc.), lo que consigue reducir los tiempos y costes en el diseño, puesto que se minimiza la fabricación y ensayo de prototipos. Sin embargo, los resultados obtenidos a partir de estos modelos no tienen por qué corresponderse exactamente con la realidad, lo que crea la necesidad de medir las prestaciones reales del motor en un banco de ensayos en la fase final.

El uso de los motores alternativos en aviación ha perdido importancia desde la aparición de los motores a reacción después la Segunda Guerra Mundial, quedando su uso limitado a la aviación recreativa. Las principales características que se exigen a los motores dedicados a la aviación son: una alta relación potencia peso, un consumo de combustible moderado y alta fiabilidad.

Los motores alternativos tienen mayor relevancia en la automoción donde la normativa actual limita las emisiones contaminantes que pueden producir los mismos. Este hecho ha desembocado en el desarrollo de componentes cuyo fin es la reducción de las emisiones como, por ejemplo, la válvula EGR o los turbocompresores, estos últimos también son empleados en motores de aviación con el fin de conservar las prestaciones a elevada altitud. La intervención de estos componentes durante el funcionamiento del motor debe ajustarse para que cumplan su función de reducir las emisiones sin deteriorar las prestaciones del motor. Gracias a los modelos numéricos se puede analizar el funcionamiento de estas mejoras en un amplio rango de condiciones de trabajo, lo que permite disminuir la cantidad de recursos necesarios para su ajuste durante los ensayos.

Dentro de los modelos numéricos, destaca el uso de programas de CFD como uno de los métodos más precisos, aunque el alto coste computacional limita su uso. En

su lugar se recurre a modelos unidimensionales desarrollados para cada caso particular, de modo que se tiene en cuenta las mejoras incorporadas en cada motor.

Para la medición de las prestaciones de los motores se emplean los bancos de ensayo. Existen diferentes tipos en función del método al cual se recurre para disipar la potencia producida por el motor, como por ejemplo de tipo hidráulico, de corrientes de Foucault o generadores de corriente eléctrica.

Generalmente los bancos de ensayo cuentan únicamente con sensores para medir la potencia y el par producidos por el motor. Sin embargo, se pueden equipar con otros sensores para la obtención de más variables, principalmente el consumo de combustible, el régimen de giro, el flujo másico de aire, la posición del cigüeñal o la presión en el interior del cilindro. De este modo se puede determinar un mayor número de parámetros que caractericen el funcionamiento del motor.

Este Trabajo de Fin de Grado se ha centrado en la parte relativa a los modelos numéricos, con el objetivo de desarrollar un programa capaz de simular las prestaciones de un motor modelo Rotax 912, diseñado para la aviación.

1. Objetivos

El siguiente trabajo de fin de grado tiene como objetivo el desarrollo de un programa informático para obtener las prestaciones de un motor alternativo utilizado en aviación.

El programa contará con una serie de modelos, a través de los cuales se obtendrá el ciclo termodinámico real del motor, empleando las características físicas del motor y las condiciones ambientales. Los fenómenos que se pretende tener en cuenta a través de los modelos son:

Flujos de masa: modelar el intercambio de masa que existe entre el cilindro y el ambiente mientras las válvulas se encuentran tanto abiertas como cerradas, pérdidas de masa.

Flujo de calor: modelar el intercambio de energía en forma de calor entre el fluido y las paredes del cilindro.

Combustión: idealmente se considera que el combustible se consume instantáneamente, pero en realidad se forma un frente de llama que avanza a lo largo de la cámara de combustión.

Finalmente, se dedicará un apartado a la obtención de las prestaciones de un motor de pistón empleado en aviación, el motor Rotax 912, y se compararán los resultados con la curva de potencia publicada por el fabricante.

2. Estado de la tecnología

Dentro de este apartado se va a presentar el estado actual de las tecnologías empleadas para la obtención de prestaciones que ofrecen los motores alternativos. En primer lugar, se encontrarían los modelos matemáticos, los cuales permiten estimar las prestaciones en una gran variedad de escenarios, y ofreciendo un gran ahorro de recursos.

No obstante, los modelos no ofrecen la garantía de que los resultados obtenidos se correspondan fielmente con la realidad, desembocando en la necesidad de recurrir a un banco de ensayos para contrastar su veracidad, e incluso obtener el valor de determinados parámetros que ajusten mejor los resultados.

2.1 Modelos y programas

A la hora de consultar información relativa a los modelos más exactos en la obtención del comportamiento del fluido en un motor alternativos, [1] y [2], coinciden en el uso de programas de Computational Fluid Dynamics (CFD), y describen tres estrategias:

- a) Direct Numerical Solution (DNS): se resuelven directamente las ecuaciones de Navier Stokes. El tiempo requerido para el cálculo es muy elevado debido a que es necesario emplear una malla con un elevado número de celdas para poder obtener la turbulencia al completo. El excesivo detalle que proporcionaría la solución no sería de gran interés debido a que el objetivo es encontrar valores medios, lo cual se puede obtener con mayor facilidad empleado modelos más simples.
- b) Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS): las propiedades del fluido son la suma de un valor medio más una componente que varía con el tiempo.

- c) Large Eddy Symulation (LES): se resuelven las ecuaciones de Navier Stokes empleando una malla con un número de celdas que permite obtener los torbellinos de mayor tamaño mientras que los de menor tamaño se estimarán posteriormente.

Existen múltiples programas de CFD como por ejemplo VECTIS, STAR CD, FLUENT o CONVERGE. Las dificultades derivadas del empleo de estos programas para obtener las prestaciones de un motor alternativo son la creación de una malla capaz de replicar el movimiento del pistón y de las válvulas, y la necesidad de modelar un flujo transónico.

Para simular la reacción de combustión con gran precisión se emplea un modelo de cinética química basado en la descomposición de la reacción global de combustión en sus reacciones elementales, ver [3]. Por ejemplo, la reacción entre el hidrógeno y el oxígeno para obtener agua requiere de 40 reacciones elementales, mientras que la combustión de gasóleo se puede descomponer en miles de estas. La implementación de este modelo dentro de los programas de CFD no es factible debido a la excesiva potencia de cálculo requerida por lo que se recurre a simplificaciones.

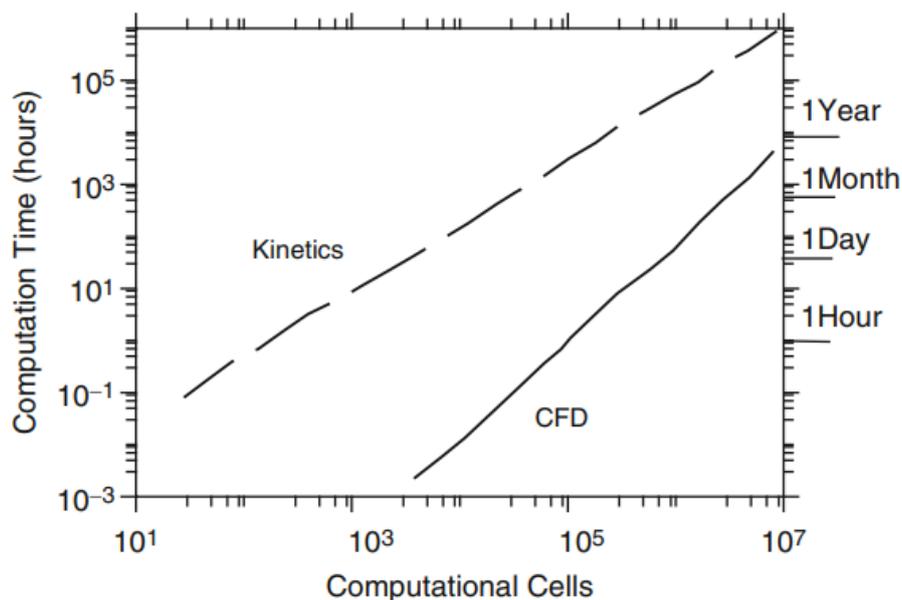


Figura 2.1. Tiempo requerido para resolver el proceso de combustión en un motor de combustión interna empleando la cinética química o un modelo simplificado [4].

Dentro de los múltiples estudios que se han consultado, es muy común el uso de modelos unidimensionales, en los cuales se emplean constantes cuyo valor se determina experimentalmente o mediante el empleo previo de CFD. Una vez se han determinado las constantes, es posible extrapolar las actuaciones del motor para distintas condiciones de trabajo, pudiendo de este modo ajustar los parámetros del motor para que proporcione las prestaciones deseadas, como pueden ser la obtención de mayor potencia, menor consumo específico o una reducción de las emisiones contaminantes.

Por ejemplo, [5] emplea un modelo para determinar la tasa de combustión en el cual se considera que el área del frente de llama es un fractal. Para calcular el área del frente de llama se necesita conocer el área que tendría el frente de llama laminar, la escala de la turbulencia y la dimensión del fractal, siendo estas dos últimas variables obtenidas previamente a partir de CFD.

Existe una muy amplia variedad de modelos, cada uno desarrollado en función de la tecnología con la que cuenta el motor. Se se ha considerado interesante el siguiente el modelo de combustión de tres zonas para motores con dos bujías descrito en [6]. Este modelo considera que se tiene una zona de fluido sin quemar y dos zonas de fluido quemado, una para cada bujía. Permite determinar la mejora que representa el empleo de dos bujías, teniendo en cuenta su ubicación dentro de la cámara de combustión y permite emplear distintos ángulos para el salto de chispa en cada una de las bujías. Otro parámetro que se considera en este modelo es la cantidad de gases de escape recirculados (EGR), un recurso muy empleado con la finalidad de reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno y las pérdidas por bombeo a carga parcial.

2.2 Ensayo de motores alternativos

El instrumento empleado para medir la potencia y par producido por un motor de combustión interna es un freno dinamométrico. Este se encarga de contrarrestar la fuerza y absorber la potencia producidas por el motor, y según la forma en la que lo lleva a cabo se pueden distinguir distintos tipos según [2] y [7]:

- a) Banco de ensayo hidráulico: un rotor acoplado al cigüeñal del motor traslada el movimiento del eje a un flujo de agua disipando la potencia producida por el motor y elevando la temperatura del agua. Para evitar un calentamiento excesivo se requiere un flujo constante de agua. La regulación de la potencia disipada se realiza a través del nivel de agua alojada en la cavidad del rotor. La carcasa recibe la fuerza que ejerce el agua para oponerse al movimiento del rotor, de modo que se coloca en esta una célula de carga para medir el par producido por el motor.

La principal ventaja de este tipo de banco es su bajo coste, haciéndolos adecuados para estudios enfocados en los sucesos dentro del cilindro y no en las prestaciones de salida del motor, pudiendo carecer de célula de carga y destinando los recursos en la adquisición de otro tipo de sensores.

- b) Banco de ensayo de corrientes de Foucault o de corrientes parásitas: emplea la electricidad para generar una fuerza que se opone al giro del cigüeñal. Acoplado al eje del motor se encuentra un disco sobre el cual las bobinas de la carcasa inducirán las corrientes parásitas y se producirá una fuerza opuesta al giro del motor. Controlando la intensidad de corriente que circula a través de las bobinas se regula la potencia que el banco es capaz de disipar en forma de calor, por lo que además se debe contar con un buen sistema de refrigeración. El cuerpo que contiene las bobinas se encuentra sujeto mediante una célula de carga para tomar mediciones del par producido.

- c) Bancos generadores de corriente eléctrica: el principio de funcionamiento consiste en la generación de corriente eléctrica que se disipará en un conjunto de resistencias eléctricas. La ventaja de estos bancos es que no requieren suministro eléctrico externo salvo para la función en la que el banco mueve el motor, capacidad de la que carecen los bancos de ensayos descritos anteriormente. La posibilidad de mover el motor en vacío permite realizar estudios relacionados con la fricción entre componentes. Como desventajas destacan su alto coste respecto a los otros bancos y ser más adecuados para motores de baja potencia.

Además de medir la potencia y el par producido, los bancos de ensayos suelen estar equipados con sensores adicionales para la obtención de otras variables:

- a) Posición del cigüeñal: la obtención de esta variable de forma independiente carece de sentido, por lo que se combina con la medición de la presión en el interior del cilindro. El tipo de sensor más empleado es el de efecto Hall, cuyo principio de funcionamiento se basa en la medición de la fuerza electromotriz que se genera cuando una corriente eléctrica circula dentro de un campo magnético generado por un conjunto de imanes colocados en el eje del motor. La principal ventaja de este sensor es que es capaz de posicionar el cigüeñal incluso cuando el motor se encuentra parado.
- b) Régimen de giro: pueden emplearse técnicas ópticas y eléctricas. Una configuración típica consiste en un sensor óptico situado frente a un diodo LED y entre ellos se sitúa un disco al cual se le ha realizado un taladro y está acoplado al eje del motor. Para determinar el régimen de giro se calcula la frecuencia con la que el receptor óptico recibe la luz a través del taladro. También destaca el empleo de transductores de captación magnética, cuyo funcionamiento consiste en detectar la variación de tensión producida cuando una pieza fabricada en un material ferroso, como los dientes de un engranaje, pasan por delante del sensor e inducen una corriente eléctrica.

- c) Consumo de combustible: puede obtenerse sencillamente de forma visual, colocando una probeta y calculando el volumen de combustible consumido durante el ensayo. También es común el uso de compresores de desplazamiento positivo, que teóricamente entregan el mismo volumen de combustible por revolución. El método más preciso, pero más caro es mediante un caudalímetro de Coriolis, que a diferencia de los otros métodos este instrumento obtiene el flujo másico de combustible en vez del caudal. Su principio de funcionamiento se basa en las vibraciones que se producen en un conducto curvado por el cual circula un fluido.
- d) Flujo de aire: su obtención resulta ser una tarea compleja de llevar a cabo con precisión debido a dos razones: el flujo de aire no es constante y no todo el volumen de aire que entra permanece en el cilindro.

El flujo no es constante, especialmente cuando se tienen pocos cilindros en el motor. Es posible reducir este efecto empleando un mayor número de cilindros o empleando una cámara de aire situada entre el sensor del flujo de aire y la admisión del motor, con un volumen suficiente para eliminar las fluctuaciones en el flujo de aire.

No todo el aire que atraviesa el conducto de admisión permanece en el cilindro, parte se dirige directamente al escape debido a la apertura simultánea de las válvulas de admisión y escape para mejorar la renovación de gases, lo que requeriría un análisis de los gases de escape.

Los tipos de sensores más empleados se muestran en la Figura 2.2 y se describe su funcionamiento a continuación:

Hilo caliente: comúnmente empleada en automóviles, consiste en colocar una pequeña resistencia eléctrica dentro del flujo de aire, siendo la intensidad requerida para mantener constante su temperatura proporcional al flujo de aire.

Orificio calibrado: las secciones de entrada y de salida del instrumento son constantes y entre estas se encuentra un orificio calibrado por el cual se obliga a pasar al aire, de modo que se produce una pérdida de presión. El

flujo de aire es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presiones entre las secciones de entrada y de salida.

Medidor de flujo laminar: se obliga a que el aire pase a través de una serie de tubos en los que el número de Reynolds pertenece al régimen laminar, de modo que la diferencia de presión entre la entrada y la salida es proporcional al flujo de aire.

Boquilla de flujo crítico: se necesita un compresor para alcanzar las condiciones críticas en la sección de un Venturi, consiguiendo que la cantidad de aire que se suministra al motor sea proporcional a la presión que proporciona el compresor.

Medidor de turbina: el gasto de aire depende de la velocidad de giro de la turbina.

- e) Presión en la cámara de combustión: la medición de la presión dentro del cilindro en función de la posición del cigüeñal resulta de gran importancia a la hora de analizar como ha sucedido la combustión en su interior. Para esta tarea se emplean principalmente los transductores de presión. Estos contienen un material piezoeléctrico el cual genera una diferencia de potencial cuyo valor depende de la presión a la que sea sometido.

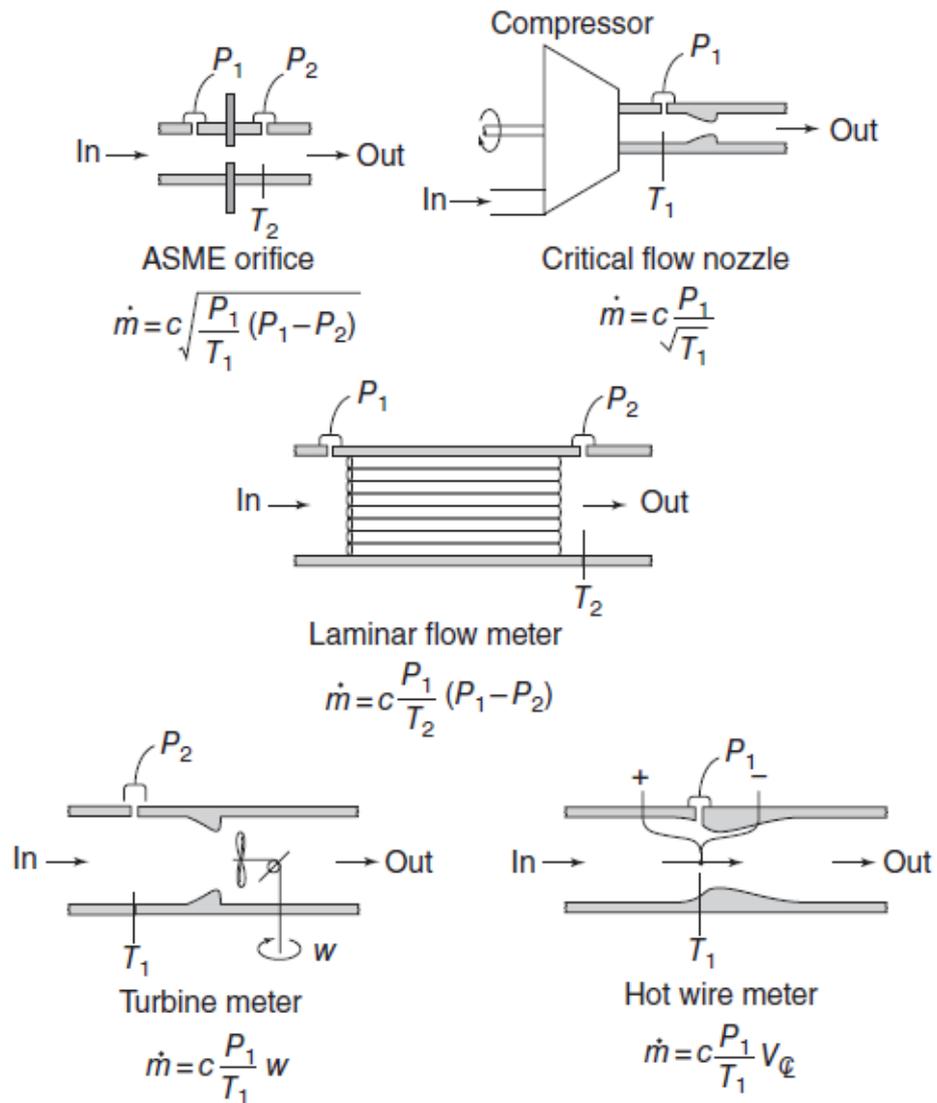


Figura 2.2. Representación esquemática de los distintos sensores de flujo de aire junto con sus ecuaciones [2].

2.3 Banco de ensayos del Departamento de Ingeniería Aeroespacial

El Departamento de Ingeniería Aeroespacial dispone de un banco de ensayos para motores alternativos Tecner E-135 sobre el cual está montado un motor Rotax 912. Este banco de ensayos es del tipo corrientes de Foucault, cuyo principio de funcionamiento ha sido descrito en la sección 2.2. Las limitaciones del banco a la hora de realizar ensayos son: velocidad de giro 10000 rpm, par máximo 400 Nm y potencia 135 kW.

La refrigeración del banco es imprescindible para el funcionamiento correcto puesto que toda la potencia que produce el motor se disipa en forma de energía calorífica. Para esta tarea se emplea un sistema de refrigeración mediante líquido donde el fluido de refrigeración es agua. El circuito es cerrado, la bomba extrae agua del depósito, lo impulsa hacia el banco y retorna tras cumplir su labor de refrigeración. Los requisitos del sistema de refrigeración son un caudal mínimo de 40 L/min y una temperatura máxima de entrada de 60 °C, se emplean un sensor de temperatura y un caudalímetro para que en caso de superar los valores límite detiene el ensayo.



Figura 2.3. Fotografía del banco de ensayos Tecner E-135 y del motor Rotax 912.

Los instrumentos de medida con los que cuenta el banco son los siguientes:

- a) Sensores de temperatura: se dispone de seis sensores de los cuales cuatro son sondas Pt-100 para medir temperaturas entre 0 y 200 °C, y dos son termopares tipo K para medir temperaturas entre 0 y 1000 °C. Se encuentran repartidos entre los conductos de escape y el bloque motor para vigilar en todo momento que no se excedan los límites de temperatura.
- b) Sensores de presión: dos sensores miden la presión del aceite del motor.
- c) Medición del par: esta tarea se lleva a cabo mediante una célula de carga situada entre la carcasa del freno y la estructura, como se puede apreciar en la Figura 2.4. La medida del par se obtiene indirectamente a través de la carga que soporta la célula y la distancia del eje de giro a esta. El modelo empleado tiene capacidad para soportar cargas de hasta 500 kg.



Figura 2.4. Fotografía de la célula de carga instalada en el banco de ensayos.

- d) Medición del régimen de giro: para medir la velocidad de giro se emplea un captador magnético enfrentado a una rueda dentada, Figura 2.5.

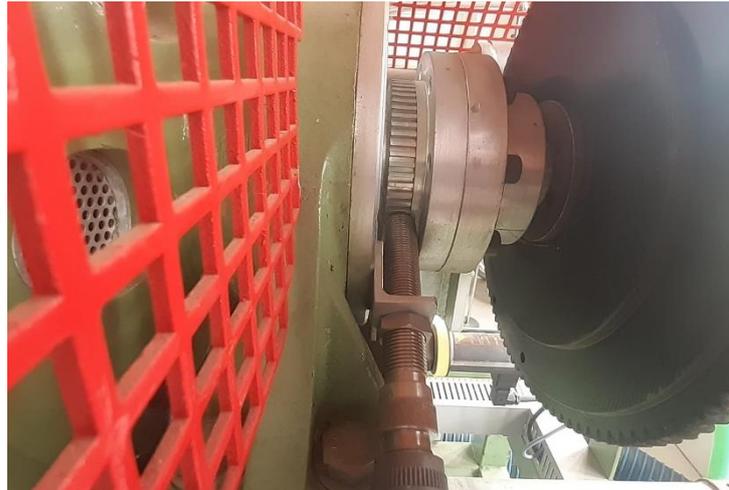


Figura 2.5. Captador magnético instalado en el banco de ensayos.

- e) Sensor de presión en la cámara de combustión: se emplea un transductor de presión instalado en una toma situada en una las bujías del motor, Figura 2.7. La rosca de la bujía contiene un conducto de muy pequeño diámetro a través del cual se conduce la presión hacia el sensor, situado fuera de la bujía asegurando su refrigeración, Figura 2.6. Se debe garantizar que el volumen del conducto es lo suficientemente pequeño para que no produzca una disminución apreciable de la relación de compresión. No se ha podido instalar en el motor Rotax 912 porque el diámetro de la rosca no es compatible con el de sus bujías.



Figura 2.6. Fotografías de la bujía perforada.

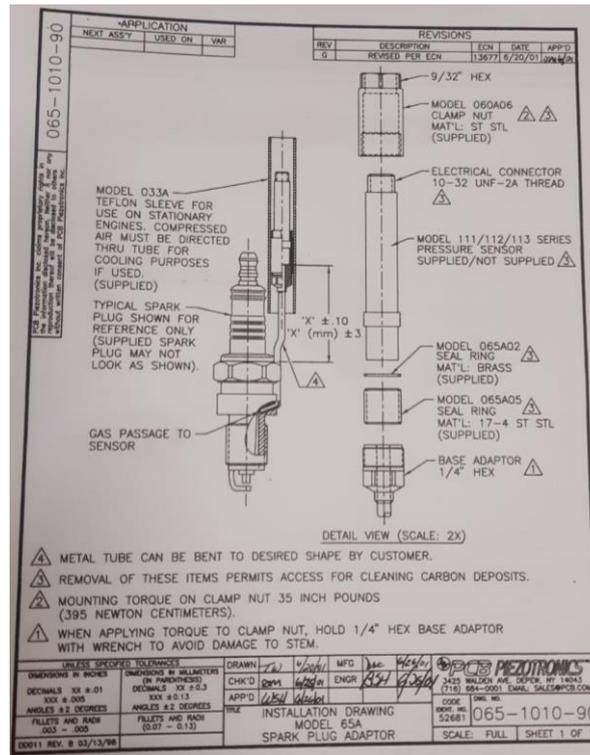


Figura 2.7. Despiece del conjunto formado por la bujía y el transductor de presión [8].

El mando de gases del motor y la intensidad de excitación del freno se controlan a través del software instalado en un equipo informático. Es posible realizar un control manual de estos dos parámetros, pero también se puede emplear alguno de los modos de funcionamiento con los que cuenta el software y obtener distintos tipos de curvas de funcionamiento:

- Modo M constante: la intensidad de excitación se realimenta con el valor del par motor manteniéndolo constante.
- Modo N constante: se regula la excitación de la bobina para mantener las revoluciones constantes.
- Modo $M \approx n^2$: par aumenta con el cuadrado de las revoluciones, simulando la resistencia que ofrecería el aire a un vehículo.

3. Modelos empleados

En este bloque se van a describir los distintos modelos que se han combinado para obtener las prestaciones de un motor alternativo a partir de sus características físicas.

Como modelo principal se ha escogido el modelo de liberación finita de calor de dos zonas que se encargará de modelar el proceso de combustión. El resto de los modelos se encargarán de apoyarlo, obteniendo las fases anteriores y posteriores a la combustión del ciclo termodinámico y las condiciones cuando se inicia la combustión.

3.1 Compuestos que intervienen y sus propiedades termodinámicas

Los modelos elegidos para este trabajo requieren que en primer lugar se definan los compuestos que intervienen en el funcionamiento de un motor alternativo y sus propiedades termodinámicas en todo el intervalo de condiciones de presión y temperatura.

Los principales ingredientes para que pueda tener lugar la reacción de combustión, gracias a la cual se libera la energía parte de la cual se transformará en trabajo, son el aire y un combustible.

El aire consiste en una mezcla de gases, formada mayoritariamente de nitrógeno y oxígeno. El porcentaje en volumen correspondiente al nitrógeno es un 79% y un 21% para el oxígeno. Resulta importante conocer la proporción de compuestos que forman el aire para posteriormente calcular sus propiedades termodinámicas y también determinar la proporción de aire y combustible que se va a emplear.

El combustible más usado en los motores EP se corresponde con la gasolina. Está compuesta por una gran variedad de hidrocarburos obtenidos a partir de la destilación fraccionada del petróleo, variando la composición de la gasolina en función de la materia prima de la que se obtenga. Con el objetivo de simplificar la

obtención de las propiedades termodinámicas del combustible se ha decidido escoger el iso-octano, empleado como referencia en la evaluación de la resistencia frente a la detonación de la gasolina.

El valor obtenido al dividir la masa de combustible entre la masa de aire de la mezcla se denomina dosado. Cuando la proporción es tal que se consume todo el combustible y el oxígeno presentes, se denomina dosado estequiométrico y se obtiene tras ajustar la reacción química cuyos productos son dióxido de carbono, agua y nitrógeno. La relación obtenida a partir del dosado que se está empleando y el dosado estequiométrico se conoce como dosado relativo y permite determinar la riqueza de la mezcla, siendo mezcla rica cuando se tiene exceso de combustible y el dosado relativo es superior a la unidad, mientras que será mezcla pobre cuando se tiene exceso de aire y por lo tanto el dosado relativo es inferior a la unidad.

El aumento de la calidad del combustible permite que las relaciones de compresión se aproximen a 10:1, que junto con un dosado relativo comprendido entre 0.4 y 2.0, permiten que durante la combustión se puedan alcanzar presiones del orden de 60 bar y temperaturas alrededor de los 2500 K. En la Figura 3.1 se representan las fracciones molares en equilibrio para los productos de la combustión de iso-octano para distintos valores de dosado relativo, calculados a partir del programa informático Chemical Equilibrium with Applications desarrollado por la NASA.

Finalmente se han escogido los siguientes compuestos: nitrógeno (N_2), oxígeno (O_2), iso-octano (C_8H_{18}), agua (H_2O), dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), monóxido de nitrógeno (NO), hidrógeno (H_2), hidróxido (OH), oxígeno monoatómico (O), Hidrógeno monoatómico (H).

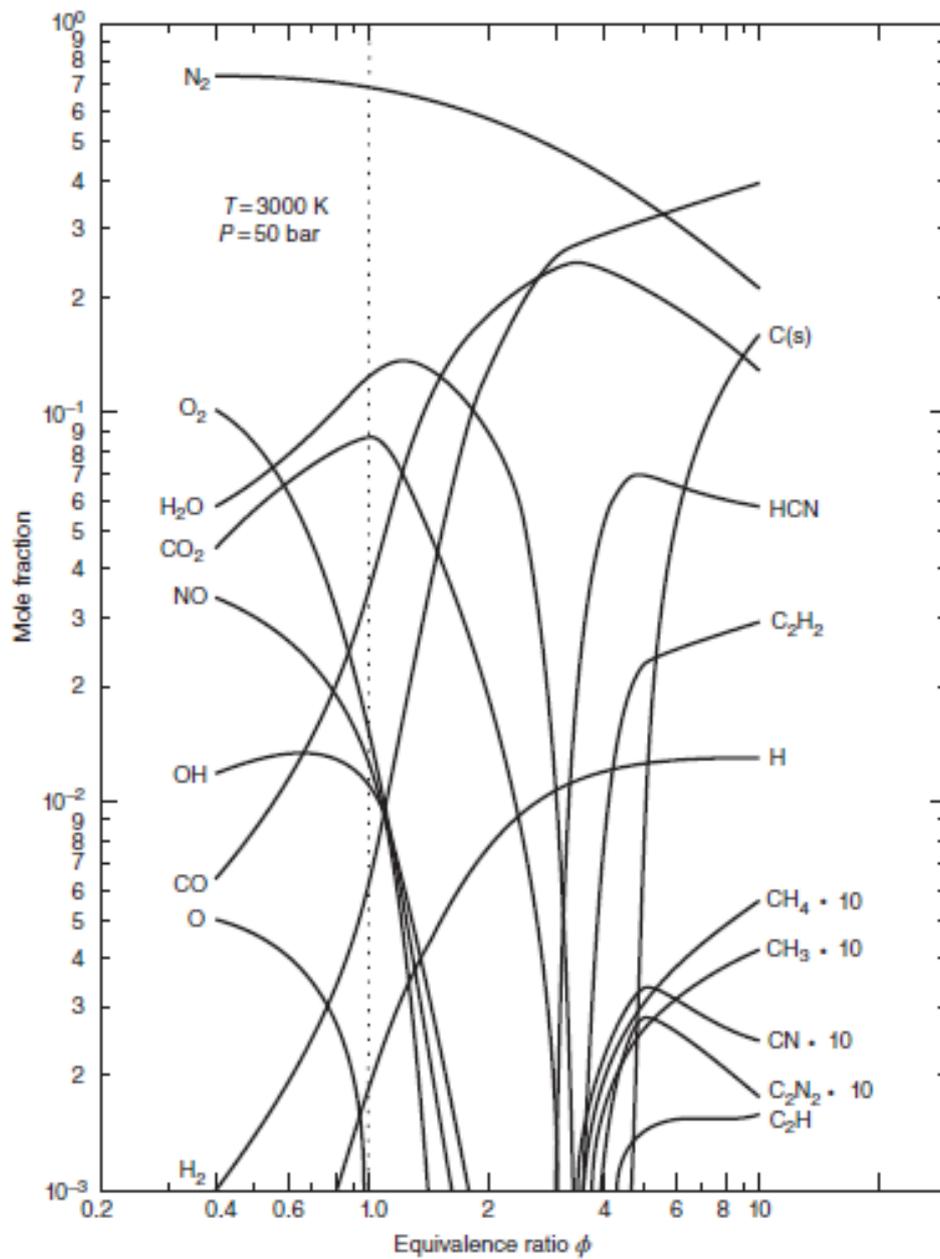


Figura 3.1. Composición del equilibrio químico de una mezcla de aire-isooctano en función del dosado relativo para $T = 3000\text{K}$ y $P = 50 \text{ MPa}$ [2].

Se va a suponer que los compuestos escogidos se comportan como gases ideales de modo que las propiedades necesarias de cada uno de ellos son:

Masa molecular media, M

Calor específico a presión constante, c_p y \bar{c}_p

Entalpía, h y \bar{h}

Entropía, s y \bar{s} : se emplea la ecuación (3.1) para obtener su valor a una presión distinta de la presión de referencia, 1 bar.

$$s = s^0 - R \ln \left(\frac{P}{P^0} \right) \quad (3.1)$$

Energía libre de Gibbs, g y \bar{g} : se define mediante la ecuación (3.2), se va a utilizar para calcular el equilibrio químico.

$$\bar{g} = \bar{h} - T \left(\bar{s}^0 - R_u \ln \left(y \frac{P}{P^0} \right) \right) \quad (3.2)$$

Durante el ciclo termodinámico los compuestos sufren un elevado cambio de temperatura desde unos 300 K en la admisión hasta los 2500 K en la combustión, de modo que no sería correcto aproximar las propiedades partiendo de que el calor específico toma un valor constante.

En su lugar, se ha aproximado la curva del calor específico frente a la temperatura mediante un polinomio de cuarto grado, ecuación (3.5). A partir del calor específico se obtienen otras propiedades como la entalpía, ecuación (3.3), y la entropía, ecuación (3.4), que empleando un polinomio como calor específico se simplifican en las ecuaciones (3.6) y (3.7).

$$h = \int c_p dT \quad (3.3)$$

$$s = \int \frac{c_p}{T} dT \quad (3.4)$$

$$\frac{c_p}{R} = \frac{\bar{c}_p}{R_u} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \quad (3.5)$$

$$\frac{h}{RT} = \frac{\bar{h}}{R_u T} = a_1 + a_2 \frac{T}{2} + a_3 \frac{T^2}{3} + a_4 \frac{T^3}{4} + a_5 \frac{T^4}{5} + \frac{b_1}{T} \quad (3.6)$$

$$\frac{s^0}{R} = \frac{\bar{s}^0}{R_u} = a_1 \ln(T) + a_2 T + a_3 \frac{T^2}{2} + a_4 \frac{T^3}{3} + a_5 \frac{T^4}{4} + b_2 \quad (3.7)$$

Los valores de calor específico representados en la Figura 3.2 se han obtenido empleando las curvas anteriores, y se puede observar que la variación de calor específico es significativa.

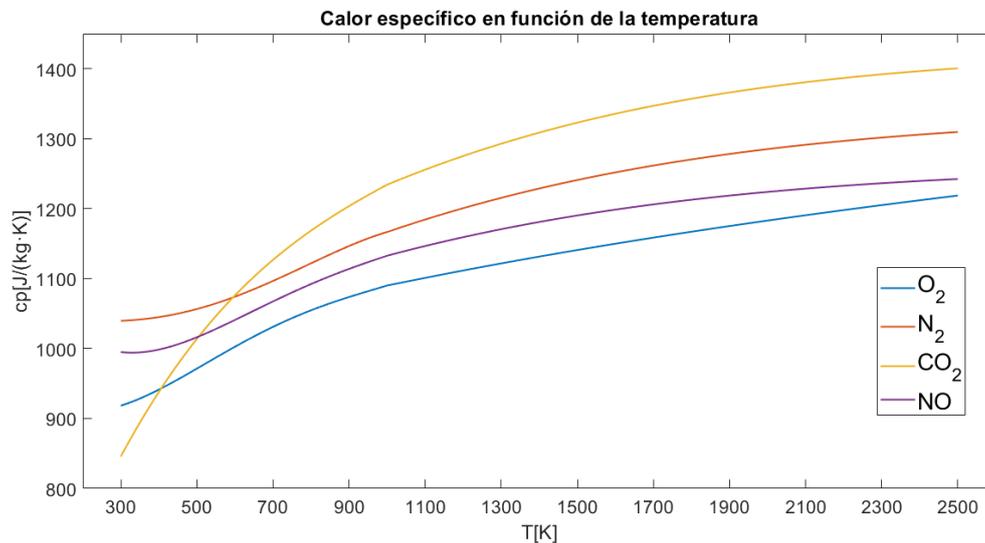


Figura 3.2. Curvas de calor específico para O_2 , N_2 , CO_2 y NO .

Los coeficientes que intervienen en estas ecuaciones se han extraído del documento [9], donde se asigna un valor a los coeficientes en función del rango de temperaturas en el que se encuentren los compuestos, por encima y por debajo 1000 K. En la Tabla 3.1 se muestran los coeficientes de los compuestos escogidos.

Una vez se han calculado las propiedades para cada compuesto de forma individual, se deben combinar todas ellas para obtener las propiedades de la mezcla de compuestos, que depende de la cantidad relativa de cada compuesto presente en la mezcla.

Resulta de gran interés describir la obtención de las propiedades de la mezcla de compuestos debido a que en el desarrollo de las ecuaciones diferenciales que modelan el comportamiento del fluido en el cilindro interviene la variación de las concentraciones de cada uno de los compuestos. Para las ecuaciones relativas al comportamiento del fluido dentro del cilindro se ha empleado la fracción de masa de cada compuesto, mientras que para el cálculo del equilibrio químico resulta más sencillo trabajar con las fracciones molares.

Propiedades como la entalpía, la entropía, la energía libre de Gibbs o el calor específico se obtienen mediante la suma de la propiedad multiplicada por la fracción de masa del compuesto, como la ecuación (3.8) aplicada al calor específico. Por otro lado, la constante de la mezcla de gases se obtiene mediante la ecuación (3.9).

$$c_P = \sum_i^n f m_i c_{P,i} \quad (3.8)$$

$$R = \frac{R_u}{M} = R_u \sum_i^n \frac{f m_i}{M_i} \quad (3.9)$$

Tabla 3.1. Masa molar de los compuestos y coeficientes empleados para el cálculo de sus propiedades termodinámicas [9].

	M [g/mol]	Rango	a_1	a_2 [-10⁻⁴]	a_3 [-10⁻⁷]	a_4 [-10⁻¹¹]	a_5 [-10⁻¹³]	b_1 [-10³]	b_2
<i>O</i>₂	31.99	T≥1000K	3.660	6.563	-1.411	2.057	-0.01299	-1.215	3.415
		T≤1000K	3.782	-29.96	98.47	-968.1	32.43	-1.063	3.657
<i>CO</i>₂	44.00	T≥1000K	4.636	27.41	-9.958	16.03	-0.09161	-49.02	-1.93
		T≤1000K	2.356	89.84	-71.23	245.9	-1.436	-48.37	9.901
<i>CO</i>	28.01	T≥1000K	3.048	13.51	-4.857	7.885	-0.04698	-14.26	6.017
		T≤1000K	3.579	-6.103	10.16	90.70	-9.044	-14.34	3.508
<i>H</i>₂<i>O</i>	18.01	T≥1000K	2.677	29.73	-7.737	9.443	-0.04269	-29.88	6.882
		T≤1000K	4.198	-20.36	65.20	-548.7	17.71	-30.29	-0.8490
<i>N</i>₂	28.01	T≥1000K	2.952	13.96	-4.926	7.850	-0.04607	-0.9239	5.871
		T≤1000K	3.531	-1.236	-5.029	243.5	-14.08	-1.046	2.967
<i>H</i>₂	2.01	T≥1000K	2.932	8.266	-1.464	1.541	-0.006888	-0.8130	-1.024
		T≤1000K	2.344	79.80	-194.7	2015	-73.76	-0.9179	0.6830
<i>H</i>	1.01	T≥1000K	2.500	-5.653e-05	3.632e-5	-9.199e-5	7.952e-8	25.47	-0.4466
		T≤1000K	2.500	0.000	0.000	0.000	0.000	25.47	-0.4466
<i>O</i>	15.99	T≥1000K	2.543	-0.2731	-0.04190	0.4954	-0.004795	29.22	4.922
		T≤1000K	3.168	-32.79	66.43	-612.8	21.12	29.12	2.051
<i>OH</i>	17.01	T≥1000K	2.838	11.07	-2.939	4.205	-0.002421	3.943	5.844
		T≤1000K	3.992	-24.01	46.17	-388.1	13.64	3.615	-0.1039
<i>NO</i>	30.01	T≥1000K	3.260	11.91	-4.291	6.944	-0.004032	9.921	6.369
		T≤1000K	4.218	-46.39	110.4	-934.0	28.05	9.845	2.280
<i>C</i>₈<i>H</i>₁₈	114.24	T≥1000K	15.98	553.1	-195.2	311.7	-1.853	-35.87	-60.11
		T≤1000K	0.8157	732.6	178.3	-6935	321.6	-30.47	24.15

3.2 Modelo de flujo compresible cuasi-estacionario

Para cuantificar el intercambio de fluidos que realiza el cilindro con el exterior se ha recurrido a un modelo de flujo compresible cuasi-estacionario descrito en [10]. El término cuasi -estacionario hace referencia a que no se ha tenido en cuenta las inercias del fluido ni las acumulaciones de masa que existen en los componentes situados entre el cilindro y el exterior como pueden ser los colectores de admisión y escape, por lo que el flujo será el mismo tanto en las válvulas como en los conductos de entrada o salida. También se ha considerado que no se produce intercambio de calor entre los conductos y el fluido de modo que el flujo también será isentrópico.

El fluido se expandirá y transformará parte de su entalpía en energía cinética. Sin embargo, no es posible acelerar el fluido por encima de la velocidad del sonido sin que se produzca choqueo, situación en la cual el flujo alcanza su valor máximo. Existe una presión, denominada presión crítica, hasta la cual se puede expandir el fluido sin que se produzca choqueo y por debajo de esta el flujo másico que atravesará una sección del conducto permanecerá constante.

Teniendo en cuenta el fenómeno del choqueo la estrategia que se ha seguido para determinar el flujo es la siguiente: en primer lugar, se calcula la presión crítica para determinar si se producirá el choqueo, y posteriormente se calcula el flujo en función de la situación.

3.2.1 Obtención de la temperatura y velocidad del flujo

Se necesita un proceso iterativo para obtener en primer lugar la temperatura, y luego se obtiene directamente el valor de la velocidad. Empleando la ecuación de conservación de la entropía, ecuación (3.10), y una estimación inicial para la temperatura se realizan tantas iteraciones como sean necesarias para obtener la temperatura. Después se puede despejar el valor de velocidad de la ecuación de la conservación de la energía, ecuación (3.11).

$$s_t = s^0(T) - R \log \frac{P}{P^0} \quad (3.10)$$

$$h_t = h(T) + \frac{1}{2} v^2 \quad (3.11)$$

h_t : entalpía total del fluido

s_t : entropía total del fluido

3.2.2 Obtención de la presión crítica

La obtención de la presión crítica de nuevo precisa de un proceso iterativo. Partiendo de un valor inicial para la presión, se calcula como se ha descrito en el párrafo anterior los valores de presión, temperatura y velocidad del fluido, para después comparar con la velocidad del sonido, calculada mediante la ecuación (3.12). En función de si la velocidad es inferior o superior a la del sonido se escoge un valor de presión que sea menor o mayor respecto al anterior y se repite el proceso hasta conseguir igualar la velocidad obtenida con la del sonido.

$$v_{sonido} = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.12)$$

Finalmente, el flujo que atraviesa la sección se obtiene mediante la ecuación (3.13).

$$\dot{m} = \rho v A = \frac{P}{RT} v A \quad (3.13)$$

3.2.3 Flujo que recorre el conducto

Los cálculos que se han presentado únicamente tienen en cuenta la sección final de la expansión, pero pueden existir restricciones dentro del conducto en las cuales puede producirse choque, limitando el flujo, incluso aunque no existan las condiciones para que se produzca choque en la parte final.

Este es el caso de la válvula de mariposa, situada en un punto intermedio del conducto de admisión. Cuando se encuentra parcialmente cerrada y la válvula de admisión está completamente abierta, se pueden alcanzar las condiciones críticas en la válvula de mariposa, de modo que esta limitará el flujo máximo que puede acceder al cilindro. También se produce esta situación en el proceso de escape donde la válvula de escape limita el flujo máximo que puede atravesar el conducto de escape. La Figura 3.3 representa las áreas de paso del fluido, ayudando a apreciar la situación que se ha descrito.

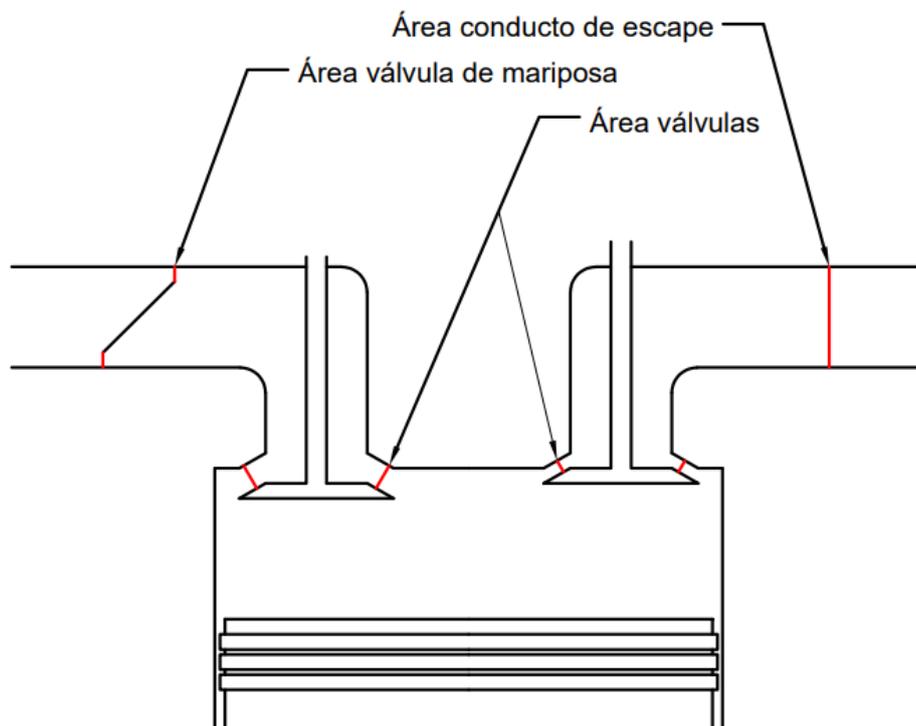


Figura 3.3. Esquema de las áreas de paso del fluido.

La válvula de mariposa se encarga de regular la potencia del motor y se ha definido la carga del motor como el porcentaje del área de la válvula de mariposa que permite el paso del fluido. Por ejemplo, si el motor está operando a un 10% de la carga significa que únicamente el 10% del área máxima en la válvula de mariposa deja que pase el fluido.

Tras calcular el flujo en la sección final de la expansión, se escogerá el mínimo valor entre este y el flujo cuando se producen las condiciones críticas en la restricción del conducto.

Mediante el modelo de flujo compresible cuasi-estacionario se han estimado las pérdidas de masa cuando se encuentran cerradas las válvulas debido a la existencia de holgura entre el pistón y la camisa del cilindro, aunque se trata de minimizar mediante el empleo de segmentos. Una vez se ha calculado el flujo por unidad de área mediante la presión, velocidad y temperatura del fluido, se determina el flujo total multiplicando por un área efectiva, ecuación (3.14), ya que los segmentos se diseñan para reducir el área real de paso.

$$\dot{m} = A_e \rho v = A_e \frac{P}{RT} v \quad (3.14)$$

3.3 Curvas de apertura de las válvulas y áreas de paso

Continuando con el apartado 3.2 que describe el proceso para la obtención del flujo, este se va a centrar en el cálculo de las áreas de paso del fluido en las válvulas.

Las válvulas de admisión y escape se abren permitiendo el paso del fluido en función de la altura que hayan sido empujadas por las levas. Las curvas de altura de las válvulas en función del ángulo de giro del cigüeñal se pueden modelar mediante la ecuación (3.15) obtenida de [2].

$$h = \frac{h_{max}}{2} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{\theta - \theta_0}{\theta_d} \right) \right) \quad (3.15)$$

h_{max} : altura máxima que se abrirá la válvula

θ_0 : posición del cigüeñal en la que se abre la válvula

θ_d : duración en grados del cigüeñal que permanecerá abierta la válvula

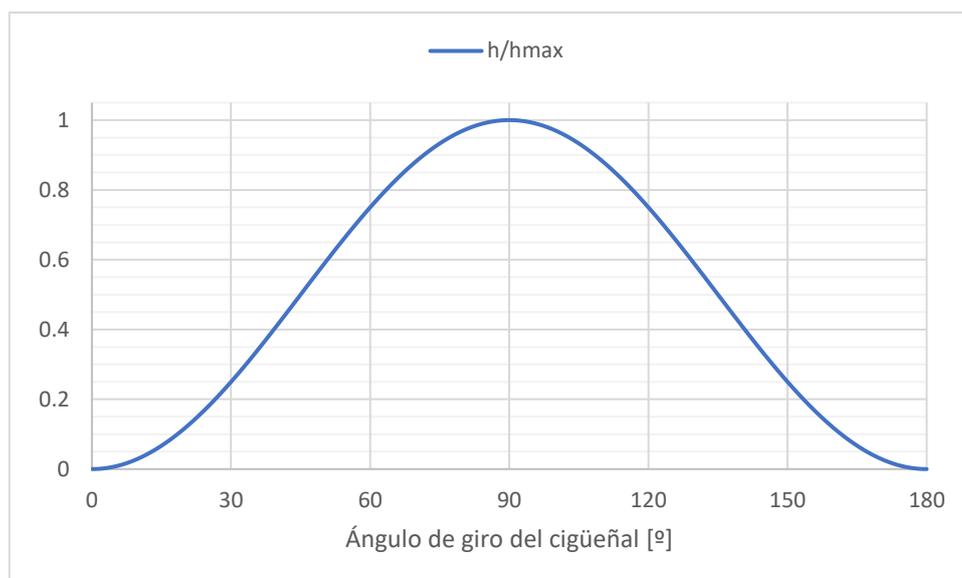


Figura 3.4. Curva con la altura de apertura de la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal para $\theta_d = 180^\circ$ y $\theta_0 = 0^\circ$.

El área de paso que descubren las válvulas al ser levantadas se corresponde con la de un troco de cono, Figura 3.5, y que se puede obtener mediante la ecuación (3.16).

$$A_v = h \pi \cos(\alpha) (D_v - h \cos(\alpha) \sin(\alpha)) \quad (3.16)$$

α : ángulo del asiento de válvula

D_v : diámetro en la base de la válvula

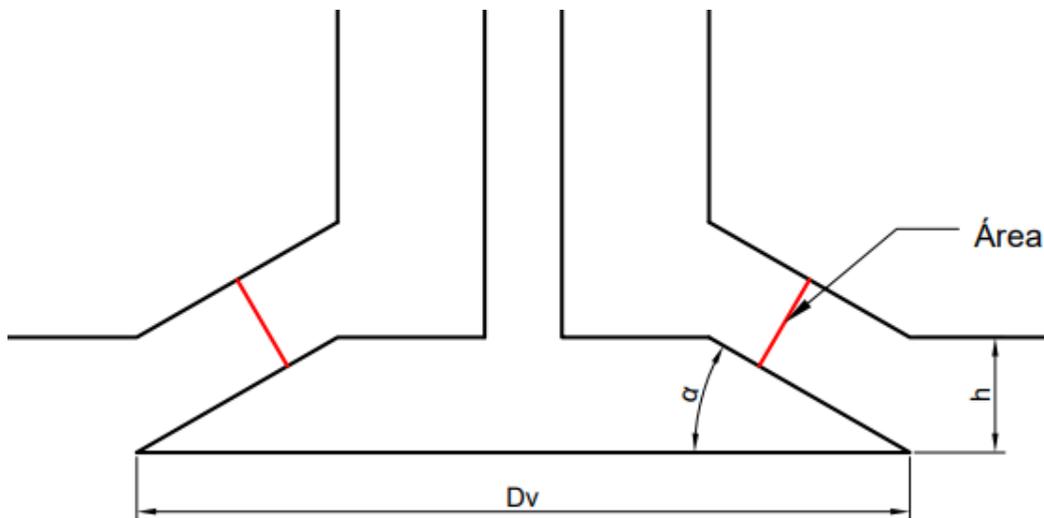


Figura 3.5. Representación esquemática de la válvula

3.4 Ecuaciones diferenciales para la presión, temperatura y composición

El principal objetivo de obtener los flujos de masa es incorporarlos a las ecuaciones diferenciales que determinan la presión y la temperatura en el interior del cilindro, empleando relaciones termodinámicas descritas en [11].

La primera ecuación diferencial, ecuación (3.18), se ha desarrollado a partir de la ley de los gases ideales, ecuación (3.17). Se debe tener en cuenta que la composición de la mezcla dentro del cilindro variará puesto que al inicio de la admisión el fluido contenido en el cilindro estará formado por residuos de la combustión, disminuyendo la concentración de estos a medida que entra la mezcla de aire y combustible. La composición dentro del cilindro se va a suponer homogénea de modo que cuando salga masa del cilindro la composición no variará.

$$V = \frac{mRT}{P} = \frac{mR_u T}{P} \sum_i^n \frac{f m_i}{M_i} \quad (3.17)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{RT}{P} \frac{dm}{d\theta} + \frac{mR}{P} \frac{dT}{d\theta} - \frac{mRT}{P^2} \frac{dP}{d\theta} + \frac{mTR_u}{P} \sum_i^n \frac{1}{M_i} \frac{df m_i}{d\theta} \quad (3.18)$$

La segunda ecuación diferencial parte del primer principio de la termodinámica, obteniéndose la ecuación (3.19).

$$\frac{dQ_{in}}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = u \frac{dm}{d\theta} + mc_v \frac{dT}{d\theta} + m \sum_i^n u_i \frac{df m_i}{d\theta} - \frac{dH_{in}}{d\theta} \quad (3.19)$$

El término relacionado con la variación de la fracción de masa para la admisión se calcula mediante la ecuación (3.20), obtenida a partir de la definición de la fracción de masa como el cociente de la masa del compuesto entre la masa total.

$$\frac{dfm_i}{d\theta} = \frac{fm_{adm,i} - fm_i}{m} \frac{dm}{d\theta} \quad (3.20)$$

$fm_{adm,i}$: fracción de masa del compuesto i en el flujo de admisión

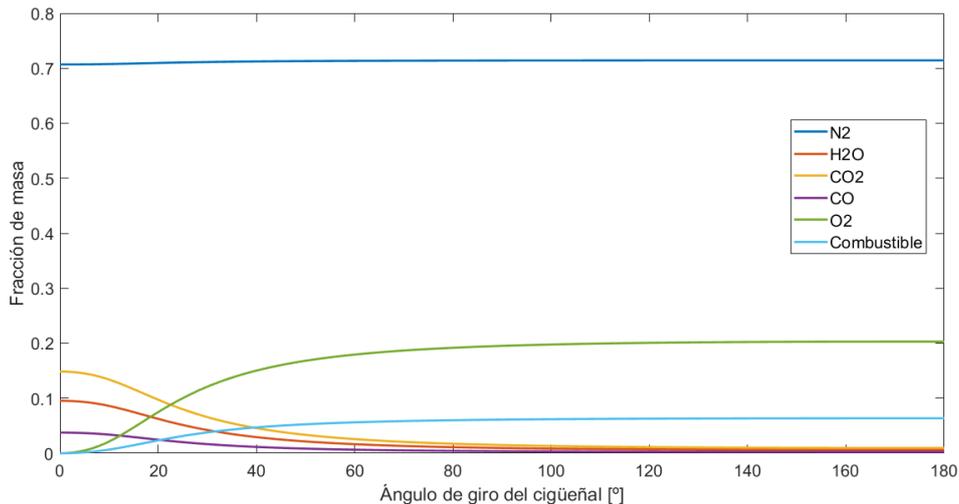


Figura 3.6. Evolución de las fracciones de masa de los compuestos más abundantes durante el proceso de admisión, relación combustible-aire de 1:13.69.

Observando la ecuación (3.20) y la Figura 3.6 se puede interpretar que a medida que entra mezcla de aire y combustible en el cilindro, las fracciones de masa de los compuestos tienden al valor de su concentración en el fluido de admisión, de modo que los residuos de combustión tienden a cero mientras que las concentraciones de oxígeno y combustible aumentan. El nitrógeno apenas interviene en la combustión, únicamente forma pequeñas cantidades de óxido de nitrógeno, de modo que su fracción de masa no sufre grandes cambios.

El valor del diferencial de entalpía que entra en el cilindro se corresponde con el flujo que entra o sale del cilindro multiplicado por la entalpía correspondiente. Cuando entra masa se emplea la entalpía del fluido de admisión, pero si por el contrario sale masa, se emplea la entalpía del fluido que se encuentra dentro del cilindro.

$$\frac{dH_{in}}{d\theta} = \begin{cases} h \frac{dm}{d\theta} & \text{si } \frac{dm}{d\theta} < 0 \\ h_{adm} \frac{dm}{d\theta} & \text{si } \frac{dm}{d\theta} > 0 \end{cases} \quad (3.21)$$

Este sistema de ecuaciones diferenciales permitirá simular todo el ciclo termodinámico excepto la parte correspondiente a la combustión. En primer lugar, se resolverán las ecuaciones desde el inicio de la admisión hasta el final de la compresión. Sin embargo, no se conocen las condiciones iniciales de temperatura, presión y composición ya que vendrían dadas por el final de un ciclo anterior, por lo cual se tomarán unos valores aproximados para resolver un primer ciclo y se resolverán tantos ciclos como sea necesario.

Tras resolver la combustión, se emplearán los valores de temperatura, presión y composición obtenidos como condiciones iniciales para que empleando de nuevo las ecuaciones diferenciales de este apartado, se resuelva el intervalo comprendido desde el inicio de la expansión hasta el final del escape, completándose el ciclo termodinámico.

3.5 Cálculo de la tasa de combustión

El estudio más simplificado del ciclo termodinámico de un motor EP, se corresponde con el ciclo Otto. En este, la parte perteneciente a la combustión se corresponde con una adición de calor a volumen constante, obteniéndose el mejor rendimiento posible. Teniendo en cuenta que, cuando el motor está en funcionamiento el pistón se encuentra continuamente en movimiento, para conseguir que la combustión se realizase a volumen constante sería necesario que la mezcla liberase su energía en un instante, lo que no se corresponde con la realidad.

Cuando salta la chispa en el cilindro, la mezcla se inflama en un punto de la cámara de combustión y avanza lentamente durante la denominada fase de retardo. Conforme va avanzando el frente de llama, se entra en la fase de combustión turbulenta, en la que la velocidad del frente de llama es elevada y se ve favorecida por la turbulencia del fluido. Finalmente, la tasa de combustión se reduce hasta que se extingue la llama. Durante todo este proceso el cigüeñal ha girado entre 30 y 90 grados, y la posición del pistón ha variado lo suficiente como para que la combustión no se pueda aproximar con una liberación de calor a volumen constante.

De acuerdo con la descripción anterior a cerca de como sucede la combustión, se ha recurrido a un modelo de liberación finita de calor, el cual requiere que se determine la tasa a la que se consume el combustible.

Con el objetivo de reducir las pérdidas asociadas a esta liberación de calor, se modifica el ángulo de encendido de modo que se adelanta el momento en el que salta la chispa para que se inicie la combustión de la mezcla antes de que el pistón alcance el punto muerto superior.

3.5.1 Función de Wiebe

La función de Wiebe es un modelo sencillo que permite determinar la tasa de combustión en un motor de encendido provocado, ver [12]. Al inicio del desarrollo del programa se optó por emplear la función de Wiebe, pero se descartó debido a que requiere de parámetros experimentales obtenidos para cada condición de trabajo del motor que se quiere estudiar, lo cual hace inviable su uso para una estimación de las prestaciones de este.

La ecuación (3.22) representa la función de Wiebe, a partir de la cual se obtiene la fracción de masa quemada χ , que se corresponde con la masa de los productos de la combustión dividida entre la masa total del cilindro. Para obtener la tasa de combustión se debe derivar la fracción de masa respecto al ángulo de giro del cigüeñal, θ .

$$\chi = 1 - \exp\left(-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d}\right)^n\right) \quad (3.22)$$

a : Factor de eficiencia de Wiebe

n : Factor de forma de Wiebe

θ_d : ángulo de duración de la combustión

El factor de eficiencia de Wiebe se relaciona con la eficiencia de la combustión. Cuando el cigüeñal ha girado un ángulo igual al de duración de la combustión, la fracción de masa quemada se acerca a la unidad en mayor o menor medida, según se tome el valor de este parámetro. La Tabla 3.2 proporciona valores del parámetro de eficiencia de Wiebe para distintos valores de fracción de masa quemada, y como se puede apreciar, su valor crece hacia el infinito cuanto más se aproxime la fracción de masa quemada a la unidad. Empleando los valores del parámetro de eficiencia obtenidos se ha representado la evolución de la fracción de masa en la Figura 3.7.

Tabla 3.2. Valores del parámetro de eficiencia de Wiebe para distintos valores de eficiencia de la combustión.

χ_f	$a = -\ln(1 - \chi_f)$
0.90	2.303
0.95	2.996
0.99	4.605
0.999	6.908

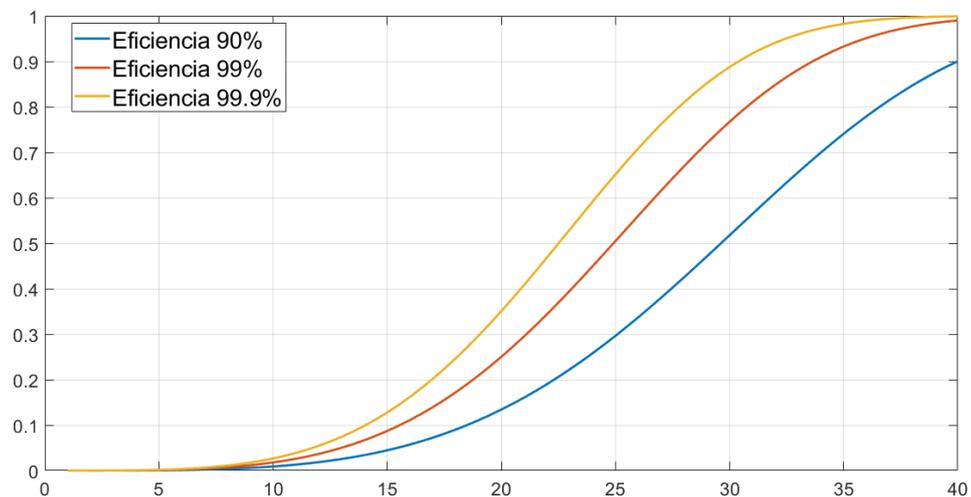


Figura 3.7. Evolución de la fracción de masa empleando la función de Wiebe para distintos valores de eficiencia con $n = 4$ y $\theta_d = 40^\circ$.

Los valores del factor de forma de Wiebe y del ángulo de duración de la combustión, dependen de la presión, temperatura, dosado, revoluciones y geometría de la cámara de combustión, y además se deben determinar experimentalmente.

3.5.2 Tasa de combustión real

Mediante este modelo la tasa de combustión se obtendrá a partir de la velocidad a la cual avanza el frente de llama y el área que este abarca, como se indica en la ecuación (3.23).

$$\dot{m}_{comb} = \rho_U v_{fl} A_{fl} \quad (3.23)$$

Para obtener la velocidad del frente de llama se va a calcular en primer lugar la velocidad laminar, y posteriormente se va a corregir en función del valor de la turbulencia existente en el cilindro.

La velocidad laminar de combustión puede obtenerse a partir una serie de correlaciones obtenidas por Keck [13], ecuaciones (3.24), (3.25), (3.26) y (3.27), en las cuales se emplean la temperatura y presión del fluido sin quemar, dosado y fracción residual.

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_U}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta (1 - 2.1fr) \quad (3.24)$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8 \cdot (\phi - 1) \quad (3.25)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22 \cdot (\phi - 1) \quad (3.26)$$

$$S_{L,0} = B_m + B_\phi \cdot (\phi - \phi_m)^2 \quad (3.27)$$

ϕ : dosado relativo

ϕ_m : dosado relativo de máxima velocidad de llama laminar

B_m : máxima velocidad laminar,

B_ϕ : caída de la velocidad de llama fuera del dosado de máxima velocidad

T_0 : temperatura de referencia, 298 K

P_0 : presión de referencia, 1 atm

Los valores para la combustión de iso-octano se presentan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Valores de los parámetros empleados en el cálculo de la velocidad de combustión laminar del iso-octano [2].

Parámetro	Valor
Φ_m	1.13
B_m	26.32 cm/s
B_ϕ	-84.72 cm/s

En principio, los modelos que se han empleado no permiten obtener la turbulencia del fluido. Sin embargo, un estudio experimental [14] realizado en 1984 concluyó que la turbulencia en el PMS es directamente proporcional a la velocidad media del pistón multiplicada por un coeficiente comprendido entre 0.5 y 1, y que depende únicamente del modelo de motor empleado, por lo cual mediante un único ensayo se podría determinar el valor del coeficiente para todas las condiciones de trabajo.

La combustión se desarrolla en las proximidades del PMS, se inicia unos grados antes de que el pistón lo alcance con el fin de mejorar el rendimiento y finaliza tras este, por lo que se va a suponer que el valor de la turbulencia durante toda la fase de combustión permanece constante y su valor coincide con el de la turbulencia en el PMS, ecuación (3.28).

$$\frac{u_t}{U_p} = c \quad (3.28)$$

u_t : turbulencia del fluido

U_p : velocidad media del pistón

c : constante comprendida entre 0.5 y 1

Para finalmente combinar la velocidad laminar con turbulencia se ha empleado la ecuación de Damköhler [15], en la que para las condiciones en las cuales se produce la combustión en un motor EP, la velocidad del frente de llama es igual a la suma de la velocidad laminar más la turbulencia, ecuación (3.29).

$$v_{ll} = s_L + u_t \quad (3.29)$$

Respecto al área del frente de llama, se calculará suponiendo que avanza uniformemente en todas las direcciones con origen en la bujía. Para las ecuaciones del área del frente de llama, ecuación (3.30), y del volumen ocupado por los productos de la combustión, ecuación (3.31), ambas en función de la distancia del frente de llama a la bujía, se ha considerado una cámara de combustión cilíndrica con la bujía centrada en la parte superior.

$$A_{ll} = \begin{cases} 2 \pi r_{ll}^2 & \text{si } r_{ll} < d/2 \quad r_{ll} < h_c + x \\ 2 \pi r_{ll}(h_c + x) & \text{si } r_{ll} < d/2 \quad r_{ll} > h_c + x \\ 2 \pi r_{ll} \left(r_{ll} - \sqrt{r_{ll}^2 - d^2/4} \right) & \text{si } r_{ll} > d/2 \quad r_{ll} < h_c + x \\ 2 \pi r_{ll} \left(h_c + x - \sqrt{r_{ll}^2 - d^2/4} \right) & \text{si } r_{ll} > d/2 \quad r_{ll} > h_c + x \end{cases} \quad (3.30)$$

$$V_B = \begin{cases} \frac{2\pi}{3} r_{ll}^3 & r_{ll} < d/2 \quad r_{ll} < h_c + x \\ \frac{\pi}{3} (h_c + x)(3r_{ll}^2 - (h_c + x)^2) & r_{ll} < d/2 \quad r_{ll} > h_c + x \\ \frac{\pi}{12} \left(8 r_{ll}^3 + (d^2 - 4r_{ll}^2) \sqrt{4 r_{ll}^2 - d^2} \right) & r_{ll} > d/2 \quad r_{ll} < h_c + x \\ \frac{\pi}{12} \left(4(h_c + x)(3 r_{ll}^2 - (h_c + x)^2) - (4 r_{ll}^2 - d^2)^{\frac{3}{2}} \right) & r_{ll} > d/2 \quad r_{ll} > h_c + x \end{cases} \quad (3.31)$$

r_{ll} : distancia recorrida por el frente de llama

h_c : altura de la cámara de combustión

x : posición del pistón

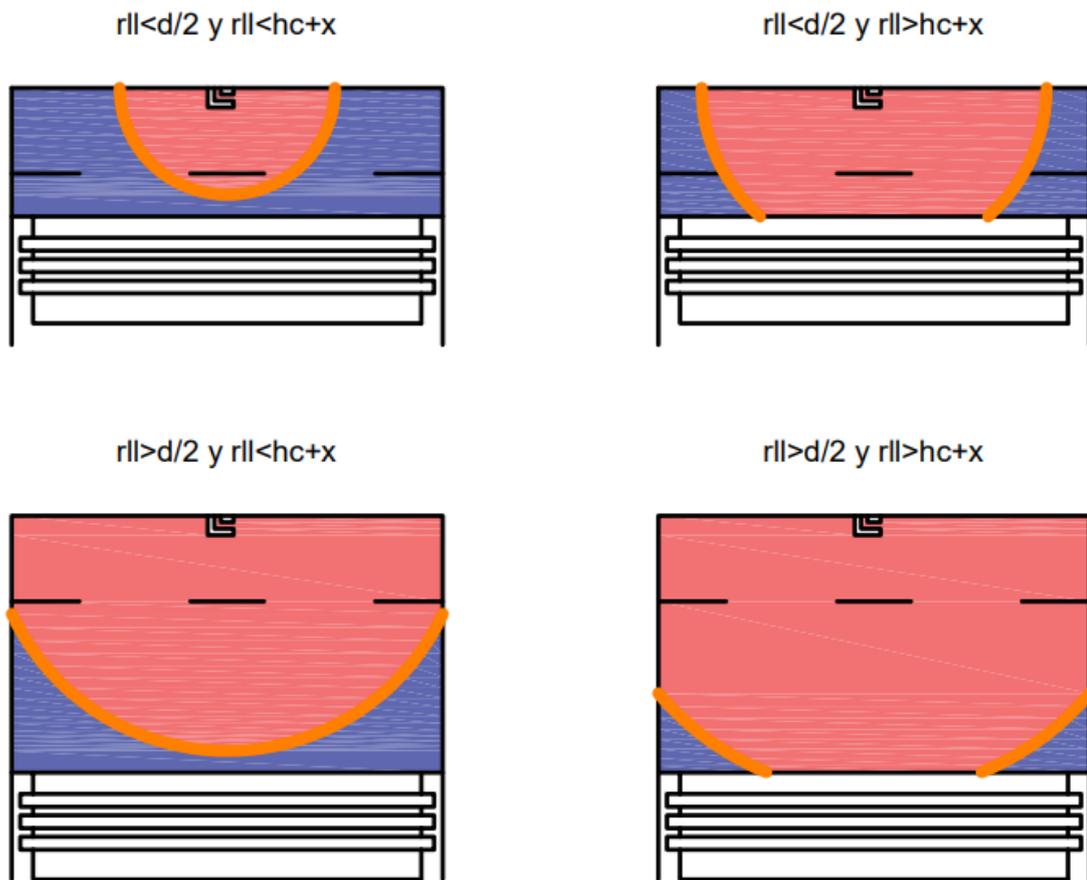


Figura 3.8. Representación del frente de llama en una cámara de combustión cilíndrica.

Para obtener el área del frente de llama se debe calcular en primer lugar la distancia recorrida por el frente de llama a partir del volumen que ocupa la zona formada por los productos de la combustión.

3.6 Modelo de liberación finita de calor de dos zonas

Dentro de la bibliografía consultada el modelo de liberación finita de calor de dos zonas se menciona con gran frecuencia. Se ha recopilado información acerca de las consideraciones de las que parte el modelo de [16], [17], [18] y [19].

El modelo de liberación finita de calor de dos zonas divide el fluido presente en el cilindro en dos volúmenes: el primero compuesto por la mezcla de aire y combustible y el otro por los residuos de la combustión. Cada zona se modelará como un volumen de control independiente, produciéndose entre ellos una transferencia de masa a un ritmo determinado por la tasa de combustión. Además, se tomará el mismo valor de presión para ambas zonas.

Pasando a describir el modelo con más detalle, el comportamiento de cada una de las zonas es el siguiente:

- Zona sin quemar: su composición permanecerá constante. En las ecuaciones se designará con la letra U de “unburned” a los términos relativos a esta zona.
- Zona quemada: la composición variará con la presión y la temperatura, correspondiéndose con la del equilibrio químico para esas condiciones. Al plantear las ecuaciones diferenciales aparecerán más términos como consecuencia de la variación en la composición. Por ejemplo, la constante de la mezcla de gases variará con el cambio de presión y de temperatura. En las ecuaciones se designará con la letra B de “burned” a los términos relativos a esta zona.

En cada zona se aplicará el primer principio de la termodinámica en forma diferencial, ecuaciones (3.32) y (3.33), y la suma de la variación de los volúmenes en cada zona será igual a la variación del volumen del cilindro, ecuación (3.34), empleando en todas ellas como variable independiente el ángulo de giro del cigüeñal, θ .

$$\frac{dQ_{in,U}}{d\theta} - P \frac{dV_U}{d\theta} = \frac{dU_U}{d\theta} - \frac{dH_{in,U}}{d\theta} \quad (3.32)$$

$$\frac{dQ_{in,B}}{d\theta} - P \frac{dV_B}{d\theta} = \frac{dU_B}{d\theta} - \frac{dH_{in,B}}{d\theta} \quad (3.33)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{dV_B}{d\theta} + \frac{dV_U}{d\theta} \quad (3.34)$$

Antes de presentar las ecuaciones desarrolladas, se va a describir el modelo empleado para cuantificar la pérdida de masa obtenido de [2]. A diferencia que el resto de las fases en las cuales se tiene un fluido homogéneo, durante la combustión se tienen dos zonas diferenciadas, con distinta temperatura, composición y ubicación dentro del cilindro, por lo que no es posible suponer que la pérdida de masa es un flujo compresible cuasi-estacionario. En su lugar se ha modelado el flujo total de masa perdida como si este fuera proporcional a la masa presente en el cilindro, ecuación (3.35). El valor de la constante se obtendría experimentalmente, despejando de la ecuación (3.36) una vez se ha determinado la duración de la combustión y variación de masa.

$$\frac{dm}{d\theta} = -C \frac{m}{\omega} \quad (3.35)$$

$$m_f = m_0 e^{\frac{-c(\theta_f - \theta_0)}{\omega}} \quad (3.36)$$

El salto de la chispa tiene lugar en la parte superior de la cámara de combustión, provocando que los productos de la combustión presionen a los gases de la zona sin quemar contra el pistón, de modo que estos últimos constituyen la mayor parte de las pérdidas de masa durante la combustión. En base a esta situación, se ha modelado la contribución de cada zona haciendo que dependa de la fracción de

masa quemada elevada a un exponente mayor que la unidad, para que así las pérdidas de la zona sin quemar sean mayores, las ecuaciones (3.37) y (3.38).

$$\frac{dm_{loss,U}}{d\theta} = (1 - \chi^k) \frac{dm}{d\theta} \quad (3.37)$$

$$\frac{dm_{loss,B}}{d\theta} = \chi^k \frac{dm}{d\theta} \quad (3.38)$$

Las pérdidas de masa en el cilindro no suponen el total de la variación de masa en cada una de las zonas, se debe añadir la transferencia de masa desde la zona sin quemar a la zona quemada. A diferencia de otros modelos, en este caso no existe una liberación de calor, sino que la combustión está representada por esta transferencia de masa.

Finalmente, teniendo en cuenta las consideraciones planteadas en este apartado, se obtienen las ecuaciones diferenciales (3.39), (3.40) y (3.41).

$$\begin{aligned} (h_U - h_B) \frac{dm_{comb}}{d\theta} - m_B \left(c_{P,B} + R_u T_B \sum_i^n \frac{1}{M_i} \frac{\partial f_{m_{B,i}}}{\partial T_B} + \sum u_i \frac{\partial f_{m_B}}{\partial T_B} \right) \frac{dT_B}{d\theta} \\ + \frac{dQ_{B,in}}{d\theta} + m_B \left(\frac{R_B T_B}{P} - R_u T_B \sum_i^n \frac{1}{M_i} \frac{\partial f_{m_{B,i}}}{\partial P} - \sum_i^n u_{B,i} \frac{\partial f_{m_{B,i}}}{\partial P} \right) \frac{dP}{d\theta} = 0 \end{aligned} \quad (3.39)$$

$$\frac{dQ_{U,in}}{d\theta} - m_U c_{P,U} \frac{dT_u}{d\theta} + m_U \frac{R_U T_U}{P} \frac{dP}{d\theta} = 0 \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{dV}{d\theta} = \frac{m_B}{P} \left(R_B + T_B R_u \sum_i^n \frac{1}{M_i} \frac{\partial f_{m_{B,i}}}{\partial T_B} \right) \frac{dT_B}{d\theta} + \frac{m_u R_U}{P} \frac{dT_U}{d\theta} \\ + \left(-\frac{m_B T_B R_B}{P^2} + \frac{m_B T_B R_u}{P} \sum_i^n \frac{1}{M_i} \frac{\partial f_{m_{B,i}}}{\partial P} - \frac{m_U T_U R_U}{P^2} \right) \frac{dP}{d\theta} \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$+ \left(\frac{T_B R_B}{P} - \frac{T_U R_U}{P} \right) \frac{dm_{comb}}{d\theta} + \left(\chi^k \frac{T_B R_B}{P} + (1 - \chi^k) \frac{T_U R_U}{P} \right) \frac{dm}{d\theta}$$

Las variaciones respecto a la presión y la temperatura de las fracciones de masa en la zona quemada se han obtenido mediante una derivada numérica: calculando la composición del equilibrio para un pequeño incremento de presión y de temperatura, y dividiendo la diferencia de las fracciones de masa obtenidas entre el incremento, como se puede observar en las fórmulas (3.42) y (3.43).

$$\frac{\partial f m_{B,i}}{\partial T_B} = \frac{f m_{B,i}(T_B + \Delta T_B) - f m_{B,i}(T_B)}{\Delta T_B} \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial f m_{B,i}}{\partial P} = \frac{f m_{B,i}(P + \Delta P) - f m_{B,i}(P)}{\Delta P} \quad (3.43)$$

Para determinar la fracción de masa a lo largo de la combustión se ha desarrollado la ecuación diferencial (3.45) a partir de su definición, ecuación (3.44).

$$\chi = \frac{m_B}{m} \quad (3.44)$$

$$\frac{d\chi}{d\theta} = \frac{1}{m} \left(\frac{\dot{m}_{comb}}{\omega} + (\chi^k - \chi) \frac{dm}{d\theta} \right) \quad (3.45)$$

Como se puede observar en la ecuación (3.45), la fracción de masa quemada no depende únicamente de la masa que se está quemando, sino que también influyen las pérdidas de masa. Por ejemplo, si las pérdidas de masa en la zona quemada son inferiores a las de la zona sin quemar, aumentará la fracción de masa quemada incluso si la transferencia asociada a la combustión fuese nula.

Las condiciones iniciales de temperatura y composición de la zona sin quemar y de presión en el cilindro se corresponden con los valores al final de la compresión, instante en el cual se produce el salto de la chispa. La temperatura inicial de la zona

quemada coincide con la temperatura de llama adiabática (descripción y obtención en la sección 3.10).

Teóricamente el valor inicial de la fracción de masa debería ser cero, pero se produce una indeterminación en el sistema formado por las ecuaciones (3.39), (3.40) y (3.41) cuando esta toma valores muy próximos a cero o a la unidad. Como condición inicial se va a tomar un valor lo suficientemente pequeño para no cometer mucho error y se finalizará la integración antes de que su valor llegue a la unidad.

Como consecuencia se producirá un error en el cálculo de la masa existente en el cilindro como se puede apreciar en la Figura 3.9, en la que se inicia la combustión con una fracción de masa de 0.01 y finaliza cuando su valor alcanza 0.992.

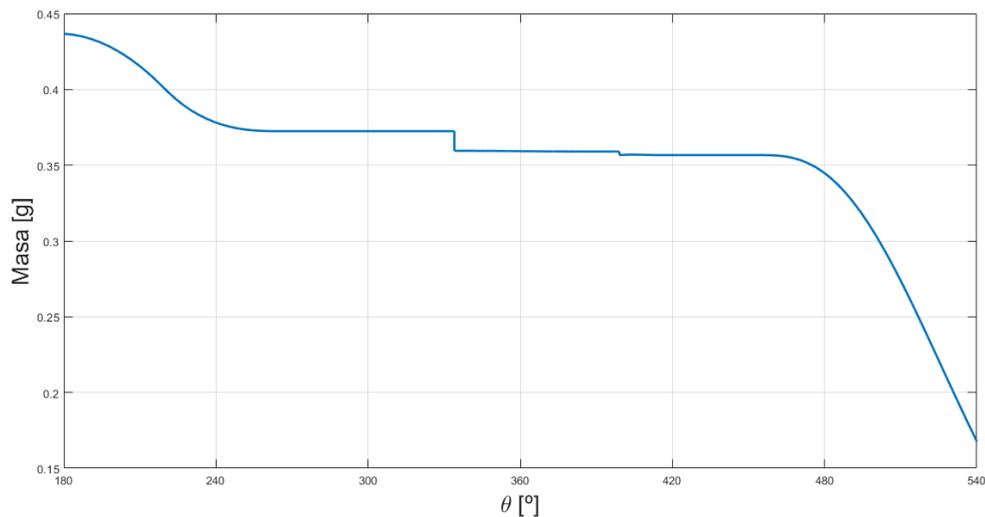


Figura 3.9. Masa frente a la posición del cigüeñal calculada para el motor Rotax 912 a 5800 rpm y plena carga.

3.7 Movimiento biela manivela

En los apartados anteriores se han presentado las ecuaciones diferenciales que gobiernan las variables termodinámicas del fluido que se encuentra dentro del cilindro. Sin embargo, no se ha profundizado en el término relacionado con la variación del volumen en función del ángulo de giro del cigüeñal.

Los elementos que realizan la unión entre el cigüeñal y el pistón forman un conjunto biela-manivela como el de la Figura 3.10. Este mecanismo es capaz de transformar el movimiento lineal del pistón en el movimiento giratorio del cigüeñal. Uno de los inconvenientes de este sistema es que la fuerza que la biela ejerce sobre el pistón tiene una componente perpendicular al desplazamiento del pistón y que lo presiona contra el cilindro, lo que se traduce en fuerzas de rozamiento.

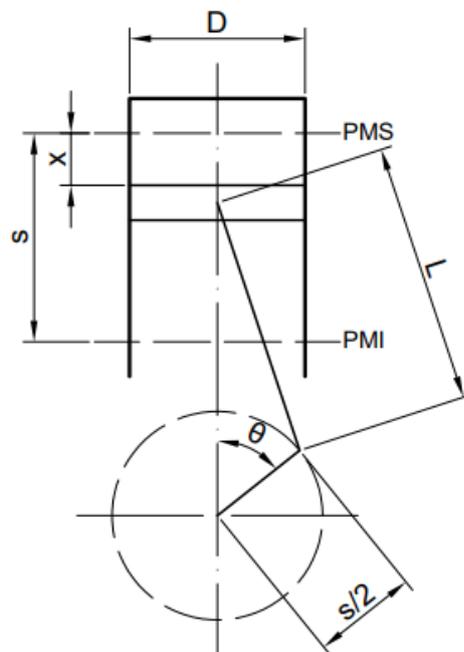


Figura 3.10. Representación del sistema biela-manivela de los motores de pistón.

El volumen dentro del cual está contenido el fluido depende de la posición del pistón en su carrera, que a su vez depende de la posición angular en la que se encuentra el cigüeñal. La ecuación (3.46), desarrollada en [20], se corresponde con la posición

del pistón respecto el PMS, aumentando a medida que el pistón desciende hacia el PMI. En la Figura 3.11 se ha representado el valor de posición, pudiéndose observar que el pistón recorre la mitad de la carrera antes de que el cigüeñal haya girado 90°.

$$x = \frac{s}{2}(1 - \cos(\theta)) + L \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{s}{2L} \cdot \sin(\theta) \right)^2} \right) \quad (3.46)$$

L : longitud de la biela

s : carrera

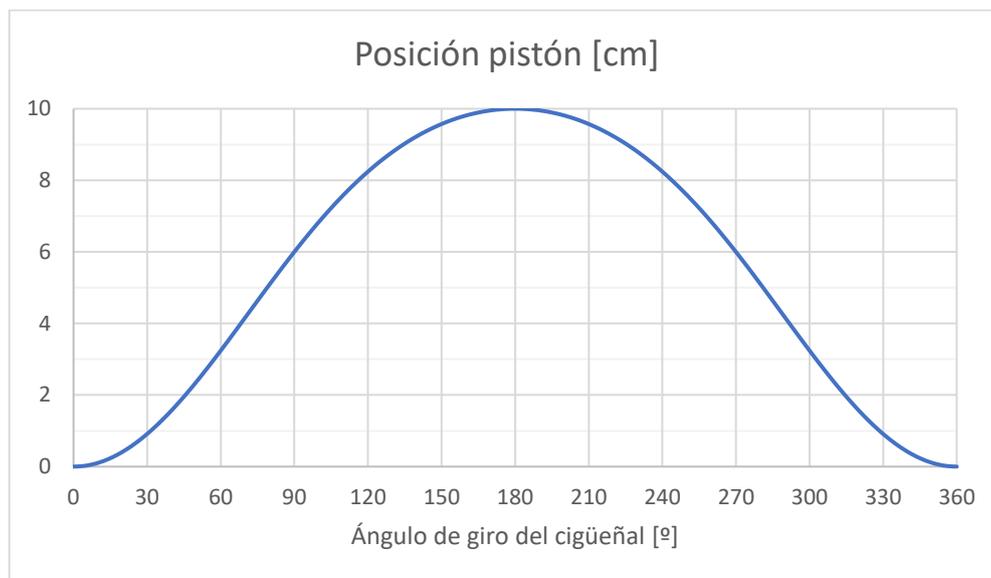


Figura 3.11. Curva con la posición del pistón en función del ángulo de giro del cigüeñal para $s = 100$ mm y $L = 130$ mm.

La ecuación (3.47) se corresponde con el volumen en función de la posición del pistón, y diferenciando respecto al ángulo de giro del cigüeñal se obtiene la ecuación (3.48).

$$V = V_2 + \pi \frac{D^2}{4} x \quad (3.47)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \pi \frac{D^2}{4} \left(\frac{s}{2} \sin(\theta) + \frac{s^2 \cos(\theta) \sin(\theta)}{4L \sqrt{1 - \left(\frac{s}{2L} \sin(\theta)\right)^2}} \right) \quad (3.48)$$

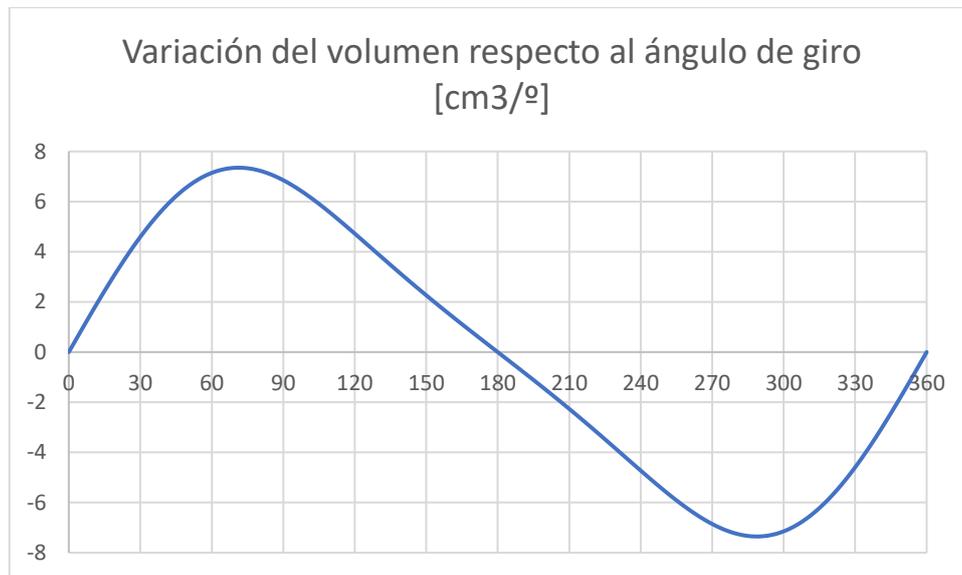


Figura 3.12. Curva de la variación del volumen respecto al ángulo de giro del cigüeñal tomando $s = 100$ mm, $L = 130$ mm y $d = 100$ mm

En la transmisión de calor entre los gases y el bloque motor interviene la superficie en contacto, que depende de la posición del cigüeñal. En el PMS la superficie es mínima mientras que en el PMI su valor es máximo, debido a que el pistón ha descubierto la superficie del cilindro. El área en contacto para cada posición del cigüeñal se corresponde con la superficie de la cámara de combustión más la parte correspondiente del cilindro que el pistón haya descubierto, ecuación (3.49).

$$A = A_{min} + \pi D x \quad (3.49)$$

Aunque tengan lugar dentro del motor los tres principales tipos de transferencia de calor, la convección representa el principal tipo involucrado.

Exceptuando la parte del ciclo correspondiente a la combustión, se ha empleado la ecuación (3.50) para determinar el flujo de calor que entra o sale del cilindro. El coeficiente de convección que se va a emplear tendrá un valor medio, constante durante todo el ciclo, de modo que no se calculará para cada instante.

$$\dot{Q}_{in} = h_q A_c (T_{wall} - T) \quad (3.50)$$

Pasando al cálculo del flujo de calor por convección durante la combustión, dentro de la bibliografía consultada se han encontrado varias expresiones para el cálculo del coeficiente de convección instantáneo para el modelo de liberación de calor finita de una zona, como las correlaciones de Woschni y de Annand, descritas por Kirkpatrick [2] y Heywood [1]. La principal idea que persiguen estos modelos es conseguir representar el aumento de la transferencia de calor como consecuencia de la mayor diferencia de temperatura que existe entre los gases quemados y las paredes de la cámara de combustión.

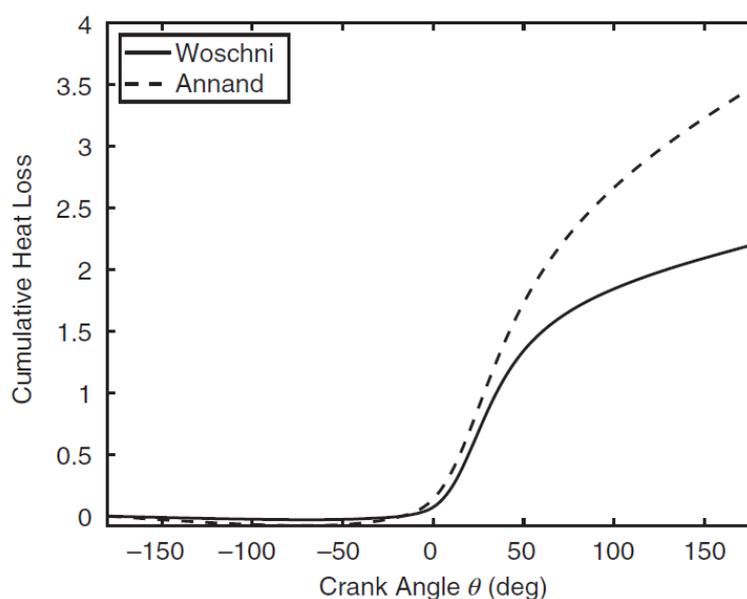


Figura 3.14. Calor perdido empleando las correlaciones de Woschni y Annand [2].

Como en este caso se ha empleado un modelo de dos zonas, las expresiones anteriores no son válidas por lo cual se ha recurrido al modelo de la ecuación (3.50) aplicado para cada zona y tomando el mismo coeficiente para ambas zonas, ver [2]. La zona quemada tiene mayor temperatura y, por tanto, menor densidad, lo que se traduce en una mayor superficie en contacto con las paredes comparándolo con el fluido sin quemar. Para representar correctamente esta situación, se ha repartido el área total en función de la fracción de masa elevada a un exponente inferior a la unidad, como se indica en las ecuaciones (3.51) y (3.52).

$$\dot{Q}_{in,B} = \chi^k h_q A_c (T_{wall} - T_B) \quad (3.51)$$

$$\dot{Q}_{in,U} = (1 - \chi^k) h_q A_c (T_{wall} - T_U) \quad (3.52)$$

Aunque la diferencia de temperaturas entre las dos zonas sea alta, el modelo considera que no existe transferencia de calor entre ellas puesto que la energía calorífica que sale de la zona quemada hacia la zona sin quemar se empleará en mantener la reacción de combustión y regresará a la zona quemada con los productos de la combustión.

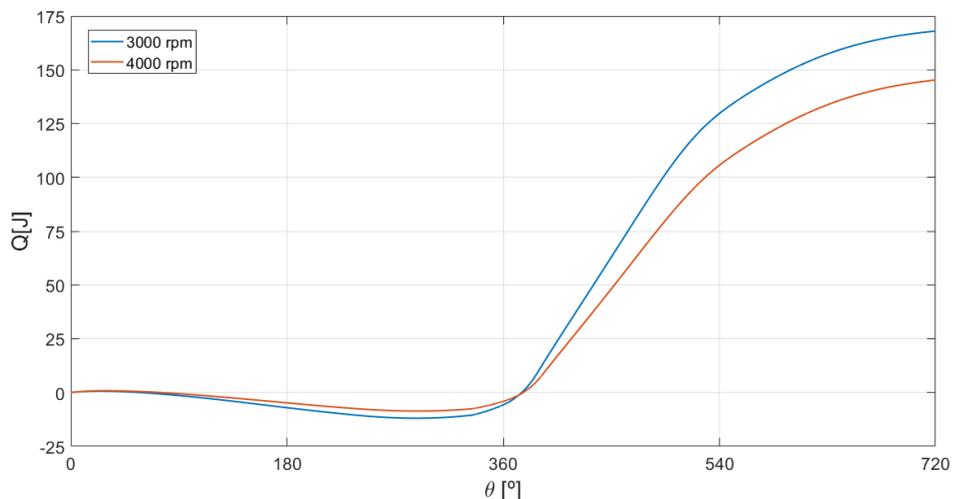


Figura 3.15. Pérdidas en forma de calor a plena carga

Durante la combustión, parte de la energía liberada se presenta en forma de radiación, contribuyendo a la transferencia de calor por radiación. En los motores EP el frente de llama es delgado y avanza rápidamente por la cámara de combustión, siendo su contribución despreciable.

3.9 Equilibrio químico

En el apartado 3.6 donde se explicaba el modelo de liberación de calor finita de dos zonas, se mencionó que la composición de la zona quemada se correspondía con la del equilibrio químico, por lo que se va a describir el método empleado para su cálculo. También es necesario obtener el equilibrio químico a la hora de calcular la temperatura de llama adiabática.

El equilibrio químico se define como la composición química para la cual las velocidades de formación de productos y reactivos se igualan, de modo que no se producirá variación en la concentración de ningún compuesto y la composición permanecerá constante, ver [11]. Desarrollando el primer y el segundo principio de la termodinámica se ha determinado que las reacciones químicas avanzan en el sentido que produce una disminución de la energía libre de Gibbs, alcanzándose la condición de equilibrio químico cuando esta llega a un valor mínimo.

El método de los multiplicadores de Lagrange permite encontrar extremos relativos de una función a la vez que se imponen restricciones. Consultando varias fuentes como [22] y [23], se ha considerado que este es el mejor método para llevar a cabo el cálculo de la composición del equilibrio puesto que se deben imponer restricciones para la conservación de las cantidades de átomos de cada elemento que interviene.

$$\frac{\partial F}{\partial x_i} + \sum_k^m \frac{\partial f}{\partial x_i} \lambda_k = 0 \quad (3.53)$$

F : función que se quiere minimizar

λ_k : multiplicadores de Lagrange

x_i : variables respecto a las cuales se quiere minimizar

f : restricciones

Particularizando el método de los multiplicadores de Lagrange, ecuación (3.53), empleando las ecuaciones (3.54) y (3.55), energía libre de Gibbs y restricciones de cantidad de átomos respectivamente, se ha obtenido la expresión (3.56).

$$G = \sum_i^k n_i \bar{g}_i = \sum_i^k n_i \left(\bar{g}_i^0 + R_u T \ln \left(\frac{n_i}{n_T} \right) + R_u T \ln \left(\frac{P}{P^0} \right) \right) \quad (3.54)$$

$$\sum_i^k a_{j,i} n_i - n_j = 0 \quad (3.55)$$

$$\frac{n_T - n_i}{n_T} + \frac{\bar{g}_i^0}{R_u T} + \ln \left(\frac{n_i}{n_T} \right) + \ln \left(\frac{P}{P^0} \right) + \sum_j^m a_{j,i} \pi_j = 0 \quad (3.56)$$

$a_{j,i}$: cantidad del elemento j presente en el compuesto i

π_k : es el multiplicador de Lagrange dividido entre la constante universal de los gases ideales y la temperatura

n_T : cantidad total de moléculas

m : número de elementos presentes

k : número de compuestos presentes

Los diez compuestos escogidos para el equilibrio químico son todos los especificados en la sección 3.1 exceptuando el combustible, el cual se consumirá por completo. Formando estos compuestos tenemos únicamente cuatro elementos: carbono, oxígeno, nitrógeno e hidrógeno. Se tiene un sistema formado por catorce ecuaciones, diez ecuaciones (3.56), aplicadas a cada uno de los compuestos, y cuatro ecuaciones (3.55), aplicadas a cada uno de los elementos. Las incógnitas del sistema son las cantidades de cada uno de los compuestos y los multiplicadores de Lagrange asociados a las restricciones.

Las ecuaciones del sistema son no lineales por lo que se resolverán empleando el método de Newton para sistemas, pero modificado debido a la presencia de los logaritmos naturales. Cuando la solución obtenida en una iteración contiene un valor menor o igual que cero significa que, respecto a la iteración anterior, la solución se tiene que reducir. De este modo, si la solución obtenida es menor o igual que cero, su valor se sustituirá por la solución de la iteración anterior, cuyo valor es positivo, multiplicada por un coeficiente inferior a la unidad.

Otro inconveniente que presenta este método de obtención del equilibrio químico es que, para temperaturas y presiones bajas, algunos de los compuestos escogidos tienen una concentración tan cercana a cero que no es posible obtener la solución del sistema de ecuaciones. Por esta razón se ha excluido el combustible, pese a que se va a calcular el equilibrio a alta presión y temperatura su concentración es prácticamente nula dando lugar a un error en la resolución.

3.10 Temperatura de llama adiabática

La temperatura de llama adiabática se define como la temperatura a la cual los productos de combustión se encuentran en equilibrio con la misma entalpía y a la misma presión que los compuestos iniciales, ver [3] y [4].

Esta definición implica que en la reacción de combustión no se libera calor ya que la entalpía permanece constante, sino que se produce un aumento de la temperatura debido al cambio en la composición de la mezcla, menor energía interna de los productos.

El cálculo de poder calorífico del combustible, en caso de considerar la combustión como una adición de calor, se determinaría a partir de la diferencia en la energía interna de los productos de combustión a la temperatura de llama adiabática y a la temperatura que se inició la reacción.

La obtención de la temperatura de llama adiabática requiere de un proceso iterativo, en el cual se calcula la entalpía de los productos de la combustión en equilibrio a la presión inicial, partiendo de un valor inicial de temperatura, y realizando tantas iteraciones como sean necesarias para que la entalpía de los productos sea igual a la de los reactivos.

Tabla 3.4. Comparación del cálculo de la temperatura de llama adiabática.

Variable	Fuente [3]	Programa
T adiabática [K]	2222	2251
fm N2	0.709	0.724
fm H2O	0.180	0.122
fm CO2	0.085	0.140
fm CO	0.009	0.0071
fm NO	0.002	0.0013
fm O2	0.004	0.0041
fm H2	0.004	$1.78 \cdot 10^{-4}$
fm H	0.0004	$8.24 \cdot 10^{-6}$
fm O	0.0002	$7.81 \cdot 10^{-5}$
fm OH	0.003	0.0013

Se ha comparado los resultados obtenidos por el programa que se ha desarrollado con [3] para la combustión de metano con una relación estequiométrica en la Tabla 3.4, obteniéndose un resultado cercano de la temperatura de llama adiabática, teniendo en cuenta que la fuente consultada emplea un método más sencillo para el equilibrio químico.

En la Figura 3.16 y Figura 3.17 se han representado varias curvas con la temperatura de llama adiabática para la combustión de iso-octano para distintos valores de dosado relativo, presión y temperatura inicial.

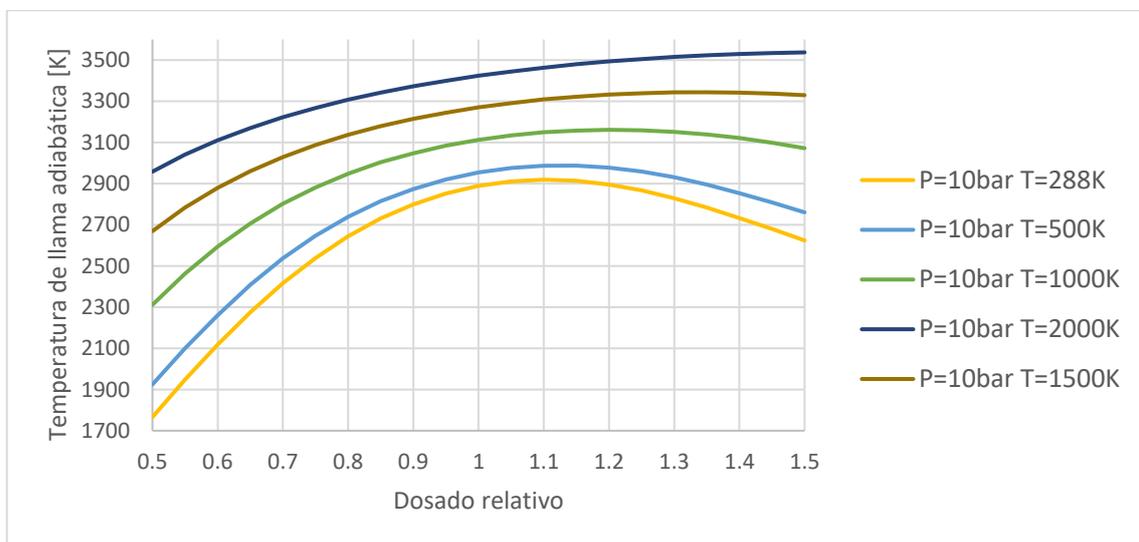


Figura 3.16. Temperatura de llama adiabática a 10 bar.

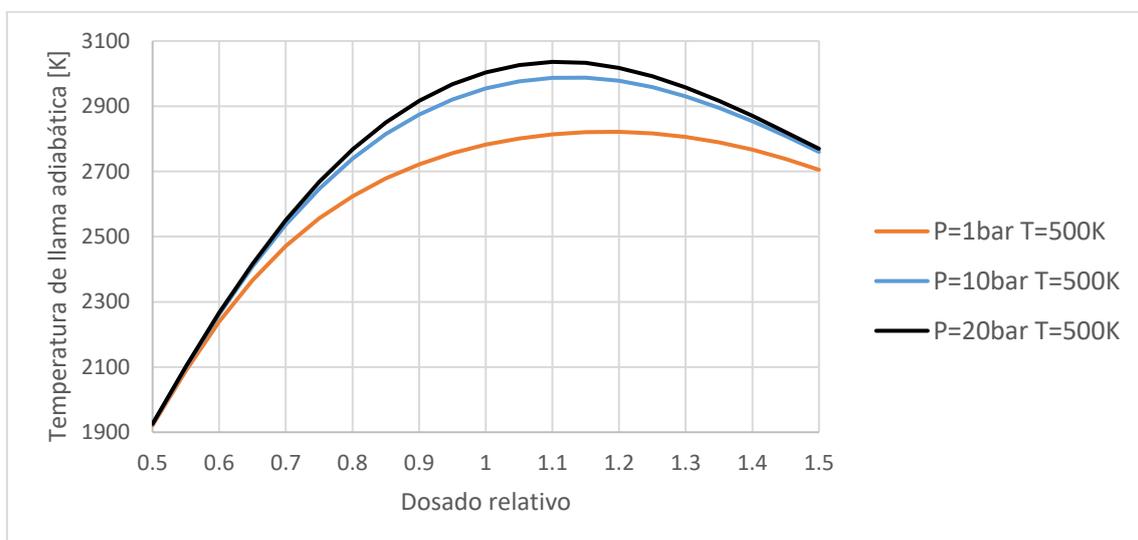


Figura 3.17. Temperatura de llama adiabática a una temperatura inicial de 500 K.

4. Desarrollo del modelo de simulación integral

Se ha decidido emplear MATLAB como lenguaje en el cual desarrollar el conjunto de modelos descritos anteriormente. Entre las ventajas que ofrece MATLAB destacan la amplia variedad de funciones con las que cuenta, como una amplia variedad de métodos para resolver ecuaciones diferenciales ordinarias.

El programa completo se compone de varias funciones que se describirán en primer lugar indicando que tareas realizan dentro del programa completo, los parámetros de entrada y los parámetros de salida. Para facilitar la interpretación de cada una de las funciones se incluirá un diagrama de bloques.

4.1 Primera versión del programa

En la primera versión del programa se decidió emplear una única función para calcular el ciclo termodinámico. A partir de la posición del cigüeñal, se determina la fase del ciclo y se aplican las ecuaciones diferenciales pertinentes. Mediante un bucle se recorre el ciclo termodinámico empleando puntos equiespaciados y se resuelven las ecuaciones diferenciales mediante el método de Euler, que es el más sencillo posible.

La principal ventaja de esta primera versión era la capacidad de extraer fácilmente valores intermedios, lo que ayudó a corregir errores al inicio. Sin embargo, la necesidad de emplear un excesivo número de puntos para conseguir una precisión aceptable hizo que se optara por descomponer el programa en varias funciones recurriendo a los métodos de resolución con los que cuenta MATLAB.

Dentro de la primera versión, se cometió el error de incluir la masa en la resolución puesto que el flujo de masa es conocido. Esto no supondría ningún inconveniente si la resolución de las ecuaciones diferenciales pudiera obtenerse de forma exacta, pero es necesario emplear métodos numéricos mediante los cuales se introduce

cierto error que aumenta con cada iteración y hace que no se cumpla la ecuación de estado de los gases ideales. Este hecho se hacía más notable cuando al resolver varios ciclos consecutivos la temperatura y la presión no se estabilizaban, sino que ciclo tras ciclo disminuían debido al gran error acumulado. Aunque la masa no se incluya en la resolución de las ecuaciones diferenciales, es posible obtener su valor posteriormente aplicando la ecuación de estado de los gases ideales, puesto que se conocen la temperatura, presión y volumen.

La Figura 4.1 representa la secuencia de tareas que se desarrollaban en la primera versión del programa. Para crear este flujograma y los que se presentarán más adelante se ha empleado la herramienta online Draw.io [24].

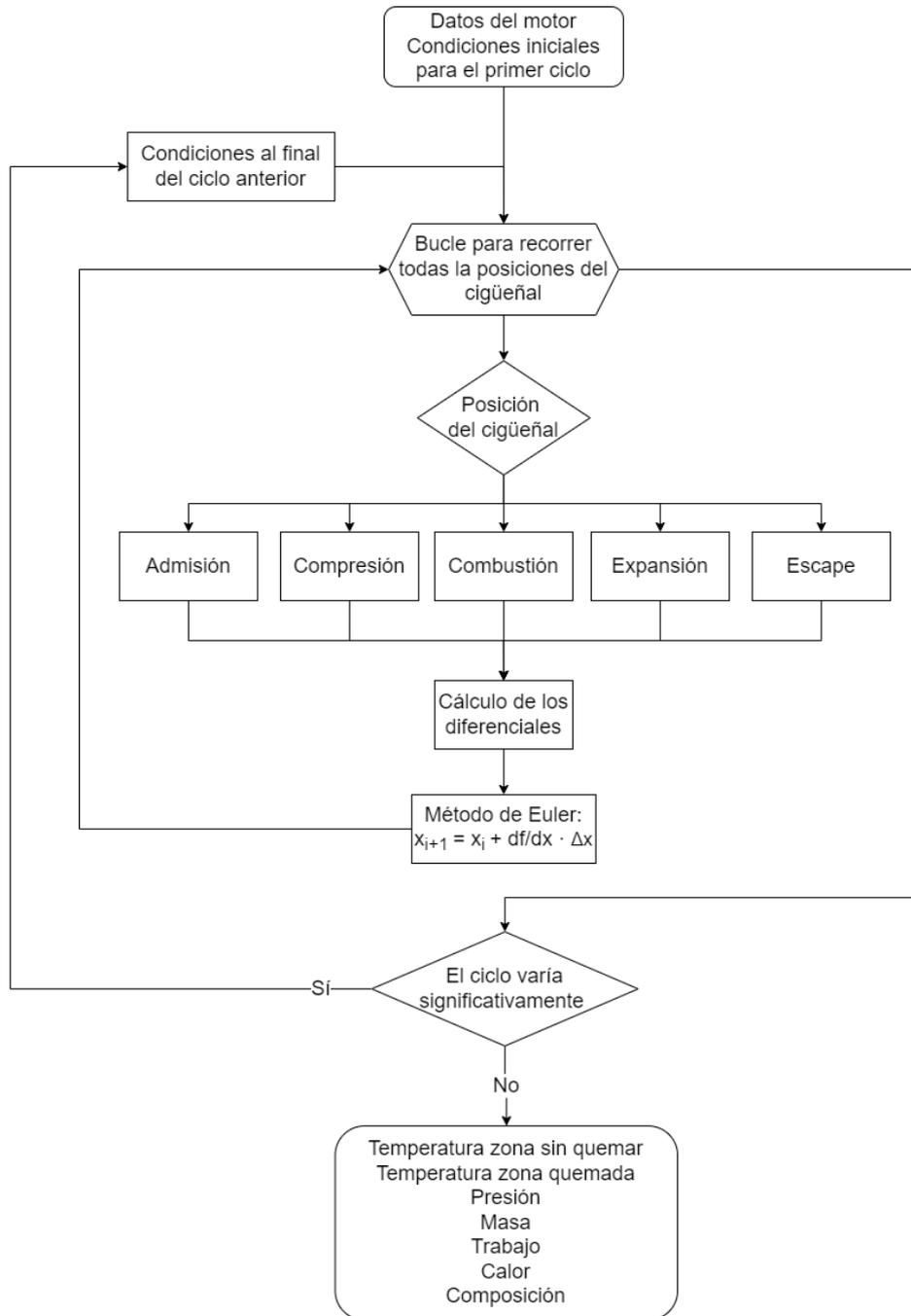


Figura 4.1. Diagrama de flujo de la primera versión del programa.

4.2 Método numérico para la resolución de las EDOs

Debido a la falta de precisión empleando el método de Euler, se ha optado por llevar a cabo la resolución de las EDO mediante funciones integradas en MATLAB. Se ha escogido el método ode15s, el cual está diseñado para ecuaciones rígidas, como se ha consultado en [25]. Este tipo de EDOs se caracterizan por ser inestables si se emplea un método convencional.

Durante la resolución de los procesos de admisión y escape se producen estas inestabilidades si se emplea un método convencional. Cuando la presión del cilindro tiene un valor ligeramente inferior al de la presión atmosférica entrará masa al cilindro, de modo que el siguiente punto habrá entrado más masa de la que debería, la presión del cilindro superará a la atmosférica y saldrá masa. Este proceso se repetirá constantemente, obteniéndose oscilaciones en el valor de la presión, como se puede apreciar en la resolución mediante la función ode45 de la Figura 4.2, mientras que la curva correspondiente a la función ode15s permanece estable.

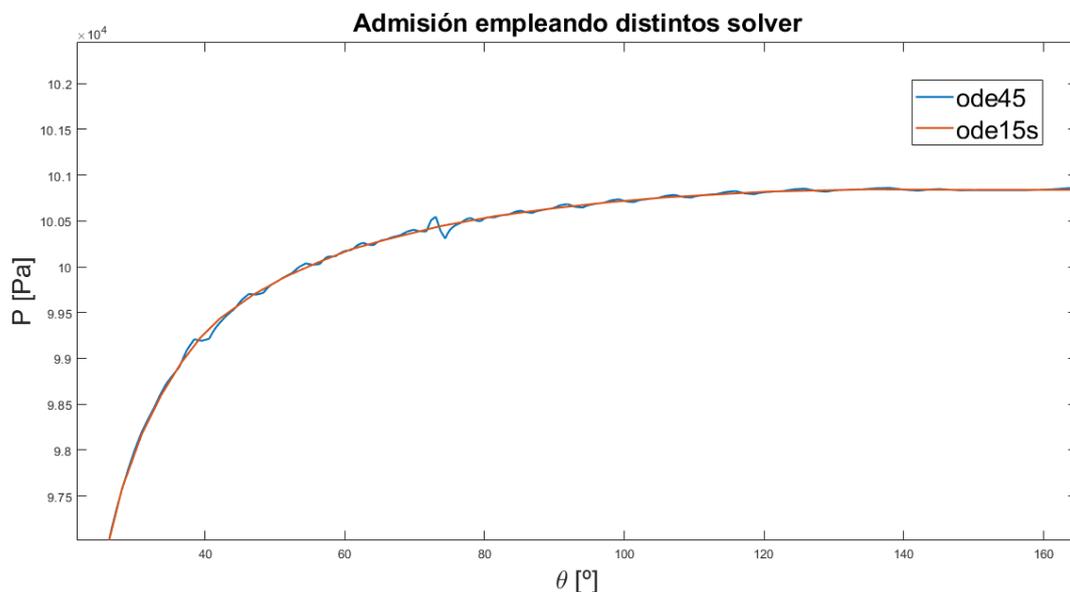


Figura 4.2. Grafica de la presión durante la admisión empleando distintos solver.

Todas las funciones para la resolución de ecuaciones diferenciales que ofrece MATLAB necesitan que se defina previamente una función cuya variable de salida contenga los diferenciales de las funciones que se quieren resolver, como se indica en las dos siguientes secciones.

4.3 Funciones para el cálculo de los diferenciales

Se han creado dos funciones encargadas de calcular los diferenciales, la primera empleando las ecuaciones diferenciales de la sección 3.4 para las fases de admisión, compresión, expansión y escape, y otra específica para la fase de combustión empleando las ecuaciones diferenciales de la sección 3.6. A continuación, se representan los diagramas de flujo para ambas funciones en la Figura 4.3 y Figura 4.4. Únicamente se ha representado la secuencia de pasos, sin entrar en detalle a cerca de los cálculos que se realizan en cada paso con el fin de facilitar su interpretación.

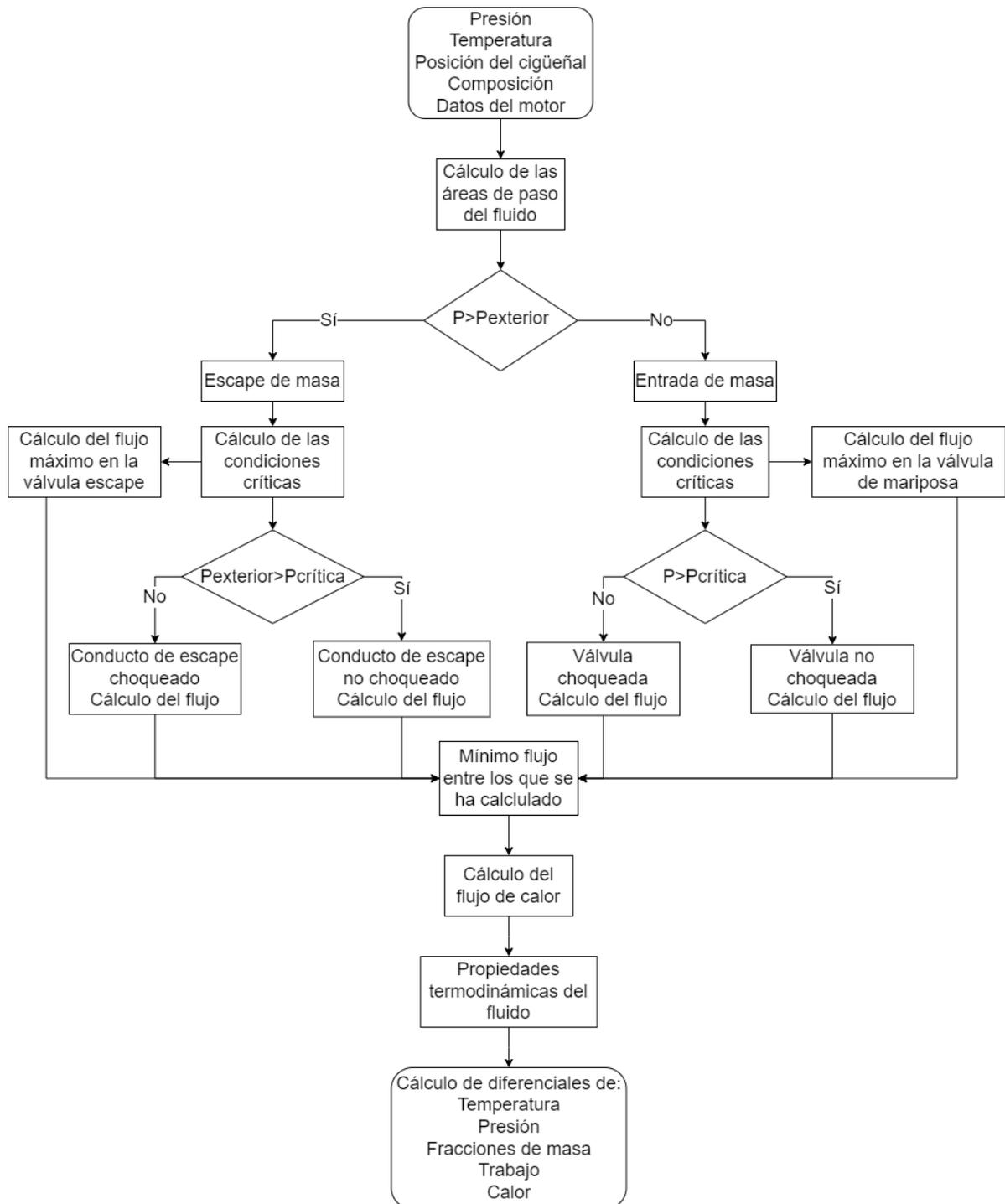


Figura 4.3. Diagrama de flujo de la función que calcula los diferenciales en las fases de admisión, compresión, expansión y escape.

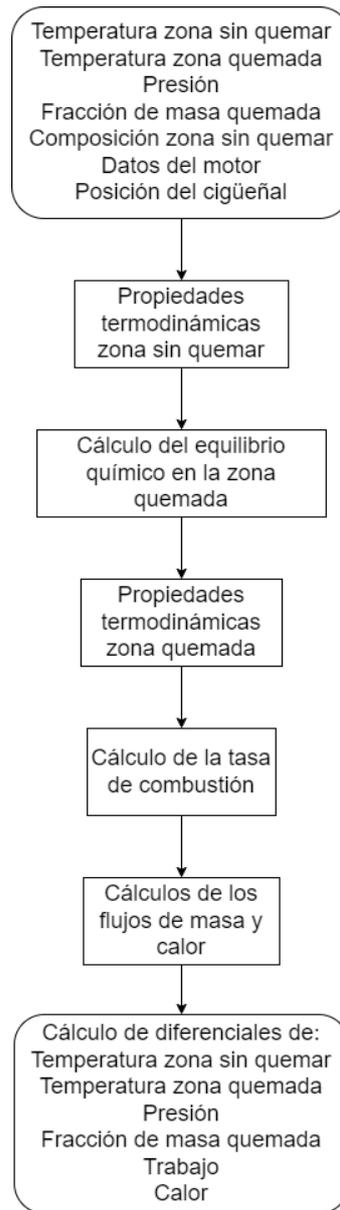


Figura 4.4. Diagrama de flujo de la función que calcula los diferenciales de la combustión.

4.4 Programa completo y variables de salida

El programa completo recurre a las dos funciones anteriores que junto con uno de los métodos de resolución de EDO con los que cuenta MATLAB se van a encargar de obtener la presión, temperatura, composición, fracción de masa quemada, trabajo y calor en función de la posición del cigüeñal, y a partir de esta información se calcularán otras variables.

Las ecuaciones diferenciales empleadas en la admisión y en la compresión son las mismas por lo que es posible resolver ambas en un único paso. Sin embargo, como se aprecia en la Figura 4.5, se ha optado por dividir los cálculos en dos pasos, obteniendo de este modo las condiciones al final del proceso de admisión y así poder calcular la masa de combustible y la fracción residual. Este último parámetro será necesario para el cálculo de la velocidad de llama en la combustión.

Como ya se comentó en la sección 3.4, no se conocen las condiciones iniciales del ciclo por lo que se resolverán varios ciclos, empleando las condiciones al final del ciclo anterior como condiciones iniciales del siguiente. Se ha definido un número máximo de ciclos, pero si se alcanza el equilibrio antes de completar todos los ciclos se dejará de iterar. El requisito para determinar que se ha alcanzado el equilibrio es que la variación de la presión máxima alcanzada sea inferior al 0.2%.

Las variables de salida más importantes son:

- a) Rendimiento volumétrico: mide la eficiencia del proceso de admisión, comparando la masa que ha entrado en el cilindro respecto de la masa que en condiciones ambiente ocuparía un volumen equivalente a la cilindrada. El programa desarrollado no obtiene directamente la masa que ha entrado en el cilindro, por lo cual se calculará a partir de la fracción de masa de combustible, densidad de la mezcla y volumen en el instante que se produce el cierre de la válvula de admisión, ecuación (4.1).

$$\eta_V = \frac{m_{in}}{\rho_{ext} Q} = \frac{\rho V f m_{comb} \left(1 + \frac{1}{F}\right)}{\rho_{ext} Q} \quad (4.1)$$

- b) Potencia: se obtiene a partir del trabajo total producido en el ciclo termodinámico y las revoluciones del motor, teniendo en cuenta que cada dos revoluciones se completa un ciclo, hecho que queda reflejado en la ecuación .

$$\dot{W} = \frac{W_{ciclo}N}{120} \quad (4.2)$$

- c) Consumo específico: indica el rendimiento del motor mediante la masa de combustible consumida por unidad de potencia producida.
- d) Presión media efectiva: es el valor de presión constante que aplicado sobre el pistón en la carrera de expansión produciría el mismo trabajo que el ciclo termodinámico completo. La presión media efectiva es proporcional al par producido por el motor y permite comparar las prestaciones de motores con diferentes tamaños. Se obtendrá a partir de la ecuación (4.3).

$$PME = \frac{W_{ciclo}}{Q} \quad (4.3)$$

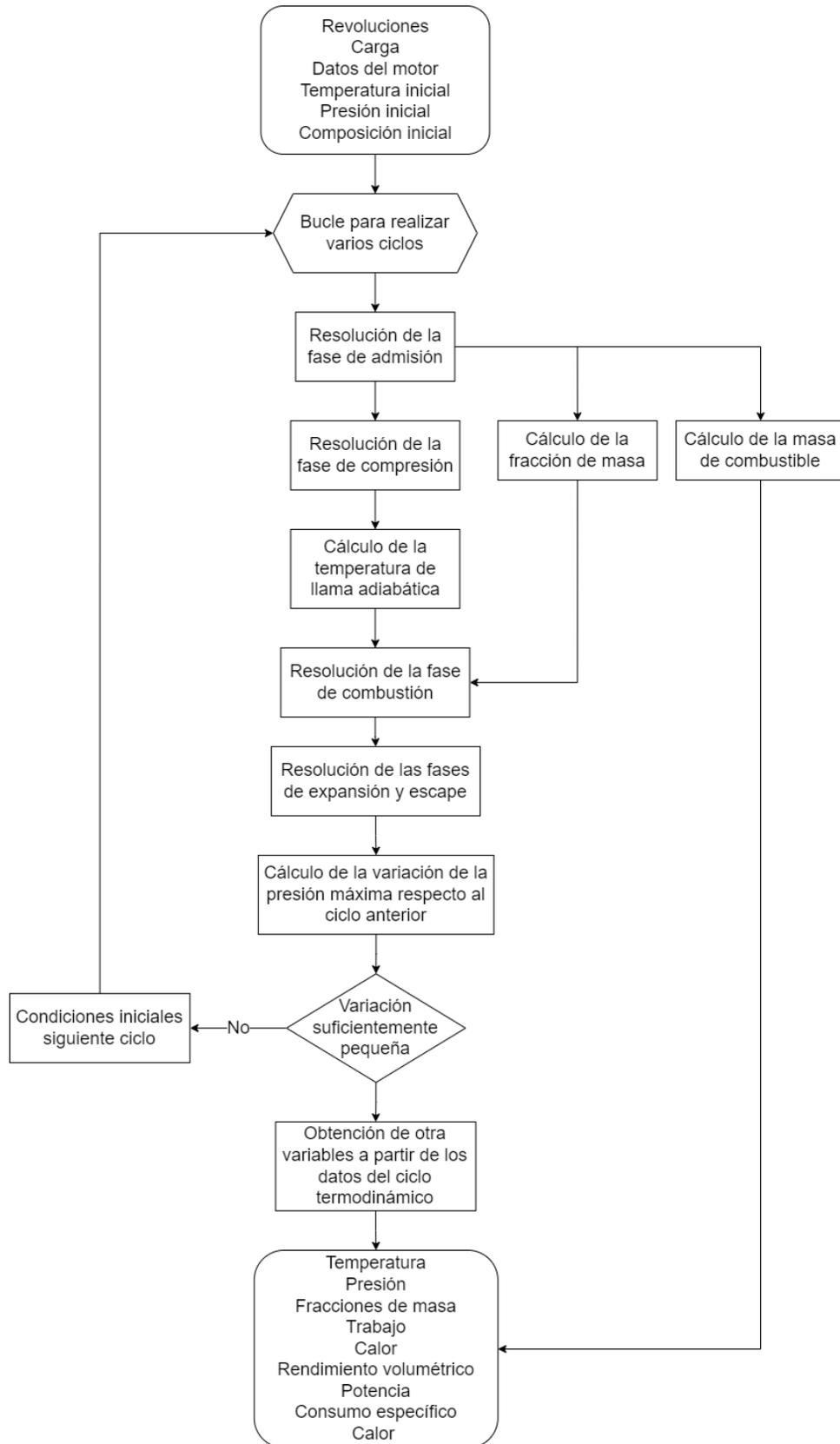


Figura 4.5. Diagrama de flujo del programa completo.

5. Resultados

En este capítulo se va a utilizar el programa desarrollado para calcular las curvas de prestaciones del motor Rotax 912. Se compararán los resultados con las gráficas que proporciona el fabricante en el manual del motor y de este modo se verificará si el modelo se ajusta a la realidad.

5.1 Datos empleados

El motor que se ha escogido de ejemplo para la obtención de sus prestaciones es el motor Rotax 912. Es un motor diseñado para la aviación ligera, ofrece una potencia máxima de 73.5 kW (100 cv) y un par máximo de 121 Nm ambos a 5800 rpm con tan solo 61 kg de peso.

La gran mayoría de las dimensiones se han obtenido de la documentación publicada por el fabricante como por ejemplo el IPC [26] o el Heavy Maintenance Manual [27]. La publicación de estos documentos por parte del fabricante es obligatoria debido a que es un motor para aviación.

No se ha encontrado la longitud de la biela y por lo tanto se ha escogido partiendo de valores habituales de la relación entre la longitud de la muñequilla, equivalente a la mitad de la carrera, y la longitud de la biela. Esta relación típicamente oscila entre 0.25 y 0.3, de modo que longitud de biela deberá estar comprendida entre 102 y 122 mm. También se ha recurrido a valores típicos para los ángulos de inclinación de las válvulas, siendo 30° para la válvula de admisión y 45° para la válvula de escape.

Tabla 5.1. Características del motor Rotax 912 [26], [27], [28], [29] y [30].

Medidas del motor	
Número de cilindros	4
Diámetro del pistón	84 mm
Carrera	61 mm
Cilindrada	1352 cm ³
Relación de compresión	10.8:1
Altura máxima válvula de admisión	11.4 mm
Altura máxima válvula de escape	10.9 mm
Válvulas por cilindro	2
Diámetro válvula de admisión	38 mm
Diámetro válvula de escape	32 mm
Diámetro conducto de admisión	34 mm
Diámetro conducto de escape	32 mm
Adelanto apertura escape	86°
Retraso cierre escape	35°
Adelanto apertura admisión	42°
Retraso cierre admisión	86°
Adelanto del encendido	26°
Longitud de la biela	110 mm
Ángulo válvula de admisión	30°
Ángulo válvula de escape	45°

Los ángulos de adelanto de apertura y retraso de cierre de válvulas se han obtenido aplicando el método de mínimos cuadrados a la curva de apertura de las válvulas, ecuación (3.15), empleando los valores de la Figura 5.1. Para ello se ha recurrido a Microsoft Excel, donde empleando la herramienta solver se ha minimizado la suma de errores entre los datos de la figura y el modelo en función de los ángulos de apertura y cierre de la válvula.

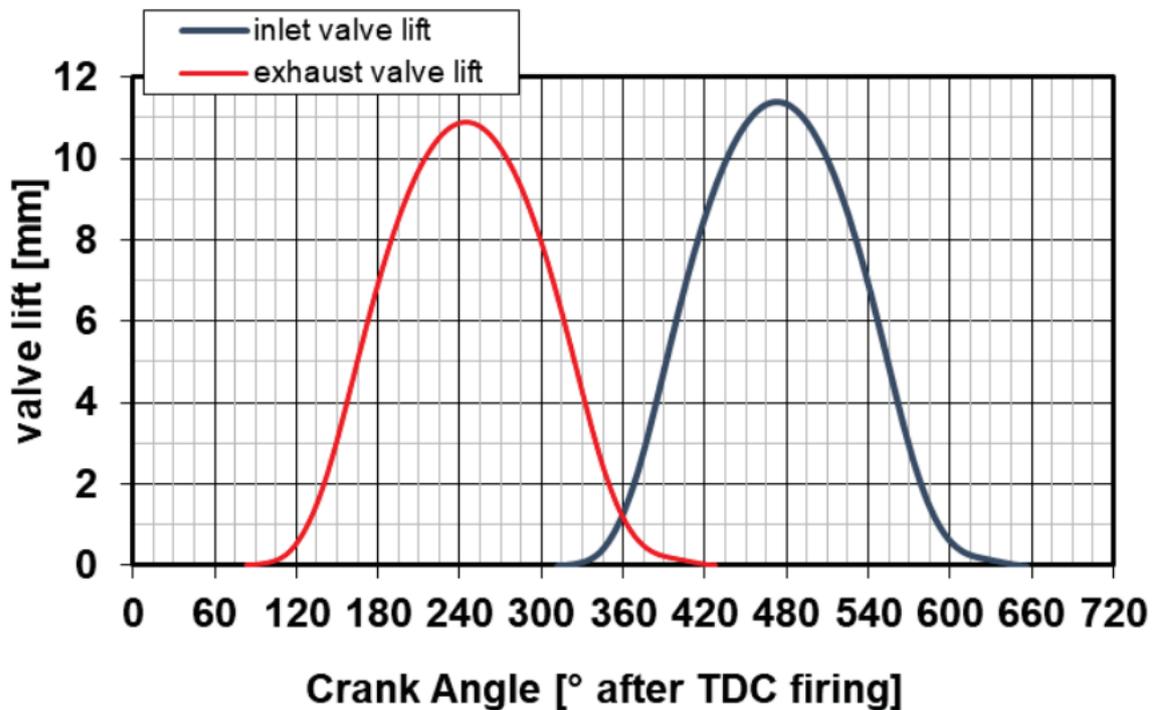


Figura 5.1. Apertura de las válvulas del motor Rotax 912 en función del ángulo de giro del cigüeñal [28].

Pasando a las condiciones de trabajo, se van a emplear los valores indicados en la Tabla 5.2. Los valores de temperatura y presión exterior empleados se corresponden con los valores a nivel del mar según la Atmósfera Estándar Internacional, que son las condiciones a las que se encuentran publicadas las curvas de prestaciones del motor. La mayor parte de los coeficientes se han tomado consultando [2].

El dosado relativo empleado se corresponde con una mezcla rica. Este valor se ha escogido en base al sistema de alimentación de combustible con el que cuenta el motor Rotax 912, que consiste en dos carburadores, cada uno dedicado a una pareja de cilindros. Los carburadores tienen la desventaja de no proporcionar una mezcla completamente uniforme y en consecuencia existen regiones de la cámara de combustión en las cuales la mezcla es pobre, alcanzándose temperaturas más elevadas de lo deseado. Como consecuencia, aumenta la temperatura de la cámara de combustión lo que puede dar lugar al fenómeno de autoencendido. Para evitar esta situación, el carburador proporciona más combustible del necesario para

tratar de enfriar el cilindro. Además, la velocidad laminar de combustión máxima se consigue con un dosado relativo superior a la unidad, lo cual reduce la duración de la combustión obteniéndose más potencia a costa de un elevado consumo específico.

El dosado estequiométrico se ha obtenido tras realizar el ajuste de la reacción química entre el aire y el iso-octano, ecuación (3.1).

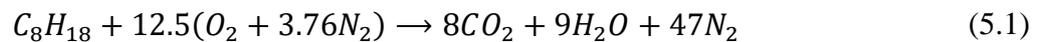


Tabla 5.2. Condiciones de trabajo empleadas para los cálculos.

Condiciones de trabajo	
Régimen máximo	5800 rpm
Dosado relativo	1.2
Dosado estequiométrico	0.06641
Coefficiente de convección	$500 \frac{W}{m^2 K}$
Coefficiente de escape de masa	1 mm ²
Coefficiente pérdida de masa combustión	0.8 s ⁻¹
Coefficiente reparto escape de masa	0.5
Coefficiente reparto área combustión	2.0

Los valores de presión y temperatura exteriores se han tomado de la Atmósfera ISA, dependiendo de la altitud a la que el motor esté operando.

Tabla 5.3. Valores de presión y temperatura para distintas altitudes según la Atmósfera ISA [31].

Altura (km)	Temperatura (K)	Presión (Pa)
0	288	101325
1	281.7	89876
2	275.2	79501
3	262.2	61660

5.2 Interpretación de los resultados

Los resultados obtenidos por el programa se van a mostrar divididos en dos bloques. En primer lugar, se van a interpretar los resultados de la simulación del ciclo termodinámico para varias condiciones de funcionamiento. Posteriormente se van a presentar las prestaciones del motor en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, prescindiendo de los detalles del ciclo termodinámico.

5.2.1 Ciclo termodinámico

La fase de admisión comprende el intervalo de grados que permanece abierta la válvula de admisión. La válvula de admisión se abre antes de PMS, pero como los modelos empleados no son capaces de modelar la apertura simultánea de las válvulas de admisión y escape, se ha considerado que la admisión comienza cuando el pistón alcanza el PMS.

Durante la fase de admisión el volumen del cilindro aumentará, lo que provocará que la presión disminuya y entre masa en el cilindro. A medida que entra la mezcla en el cilindro la temperatura del fluido caerá significativamente desde la temperatura del fin del anterior ciclo hasta una temperatura cercana a la de la mezcla que entra al cilindro.

Si la válvula de mariposa se encuentra parcialmente cerrada, la masa que entra al cilindro no es suficiente para que la presión se mantenga cercana a la exterior de modo que disminuirá, Figura 5.3. Como la presión del cilindro es menor que la exterior, se consumirá trabajo para bombear el fluido, como se puede apreciar en la Figura 5.2.

En la Figura 5.4, se puede apreciar como la válvula de mariposa cuando se encuentra parcialmente cerrada limita el flujo máximo de masa. Debido al elevado retraso en el cierre de la válvula de admisión se puede observar como a carga parcial sigue entrando masa al cilindro incluso cuando el pistón asciende. Por el contrario, a plena carga el retraso en el cierre de la admisión provoca que salga masa del cilindro.

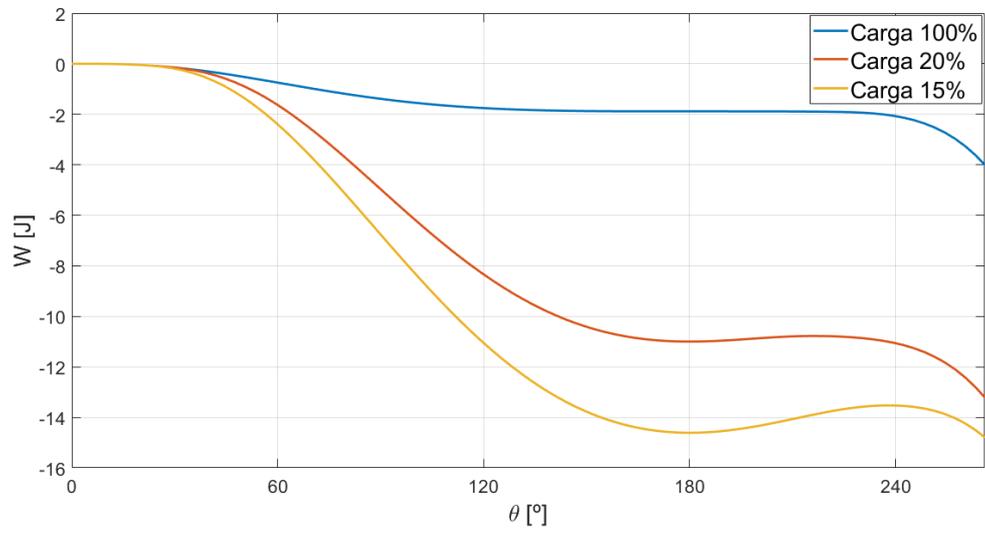


Figura 5.2. Trabajo acumulado durante la fase de admisión a 5800 rpm.

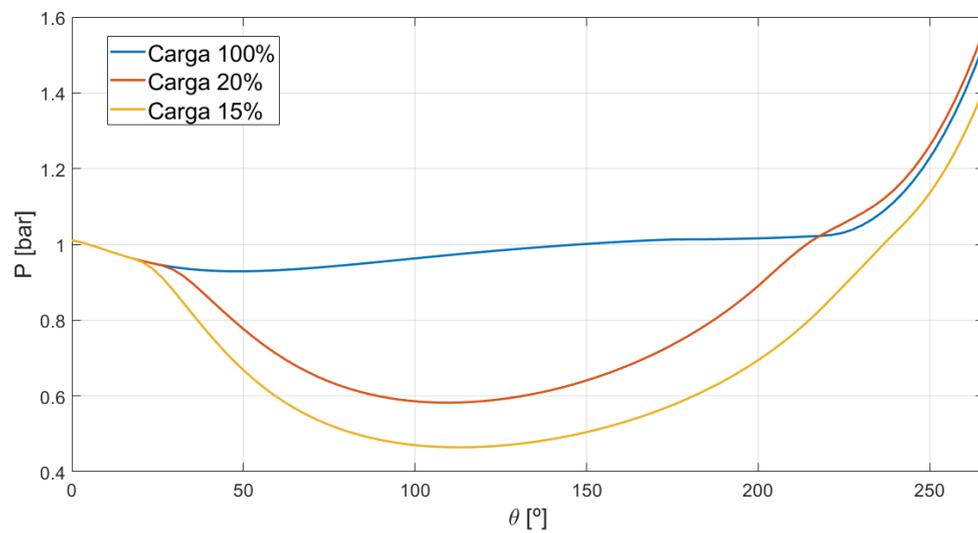


Figura 5.3. Presión durante la fase de admisión a 5800 rpm.

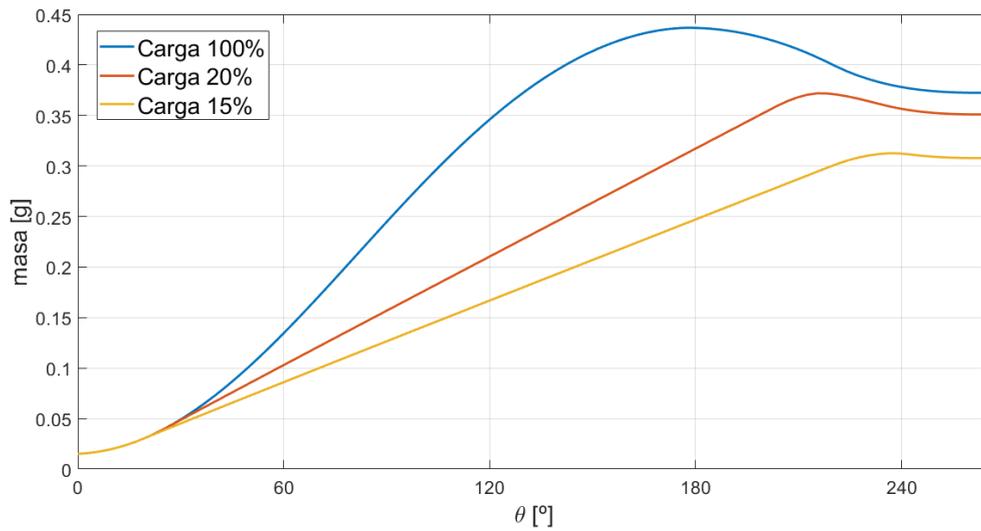


Figura 5.4. Masa durante la fase de admisión a 5800 rpm.

Si ahora mantenemos constante la carga y aumentamos las revoluciones, se observa que el efecto es similar al de mantener constantes las revoluciones y disminuir la carga. Esto se debe a que el flujo por unidad de tiempo será el mismo, pero será menor por cada grado de giro del cigüeñal, como se puede apreciar en la Figura 5.6. Por tanto, se producirá una mayor caída de presión cuanto mayor sea el régimen de giro, Figura 5.5, y, aunque no se ha incluido una gráfica, se producirán mayores pérdidas por bombeo.

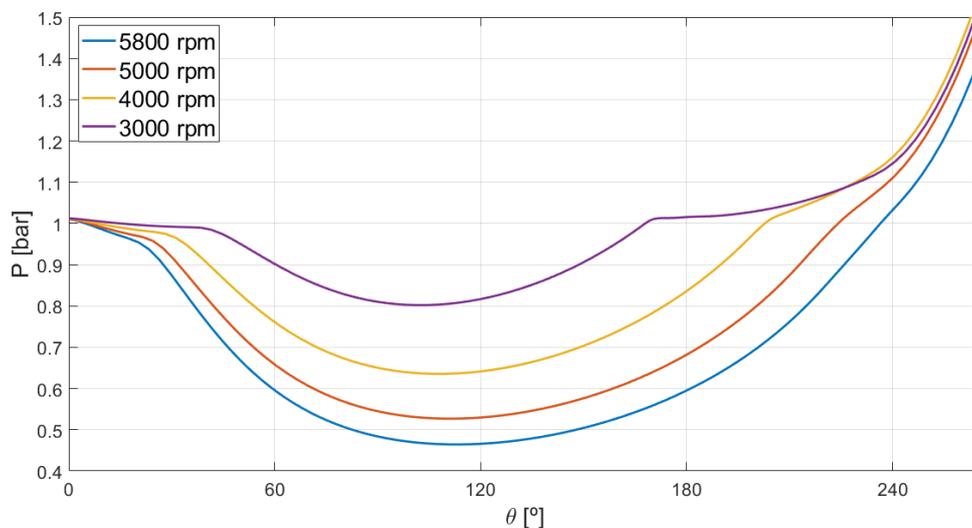


Figura 5.5. Presión durante la fase de admisión para una carga del 15%.

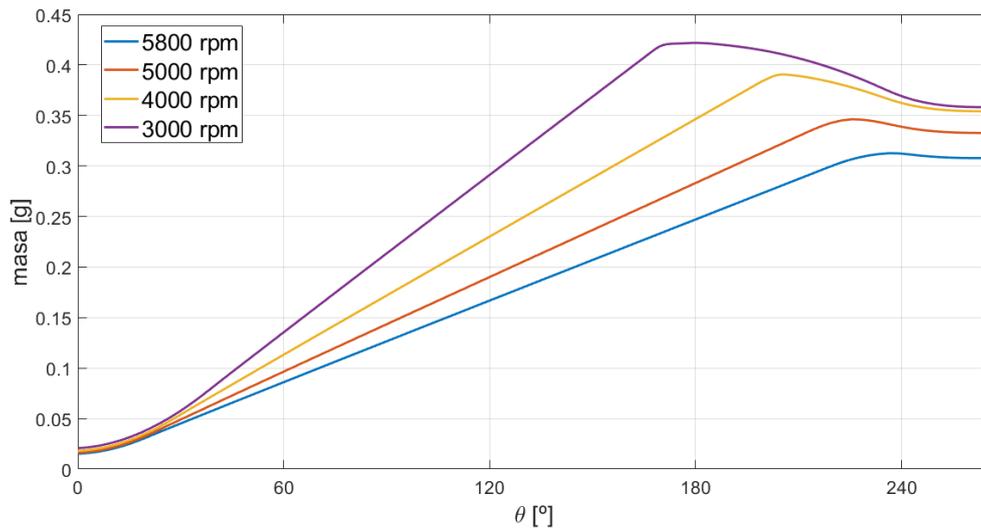


Figura 5.6. Masa durante la fase de admisión para una carga del 15%.

Antes de que tenga lugar la combustión, la fase de compresión elevará la presión y temperatura, pero carece de interés entrar en detalle, se mostrará en el último punto de esta sección dentro del ciclo termodinámico al completo. Tampoco se mostrará con detalle la fase de expansión.

En la combustión aparecen nuevas variables como la fracción de masa quemada, y la temperatura que se divide en dos valores, uno para cada una de las zonas del modelo de liberación finita de calor de dos zonas.

Comparando la fracción de masa quemada para un mismo régimen de giro, pero distinto valor de carga, Figura 5.7, se aprecia que, para un menor valor de carga, la duración de la combustión aumenta ligeramente. No sucede lo mismo cuando para un mismo valor de carga varían las revoluciones como muestra la Figura 5.8, donde la diferencia en la duración de la combustión es más notable. Se obtendrá un mayor rendimiento cuanto menor sea la duración de la combustión.

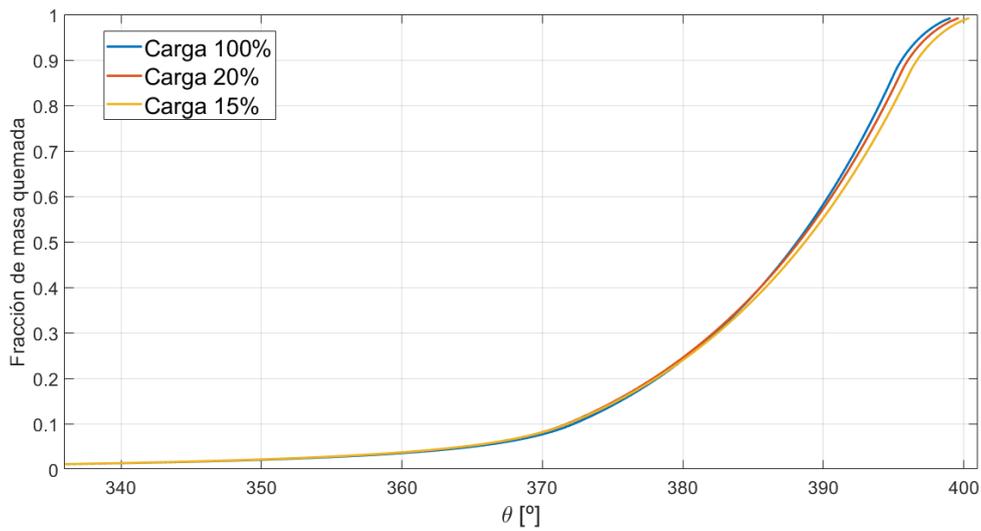


Figura 5.7. Fracción de masa quemada a 5800 rpm.

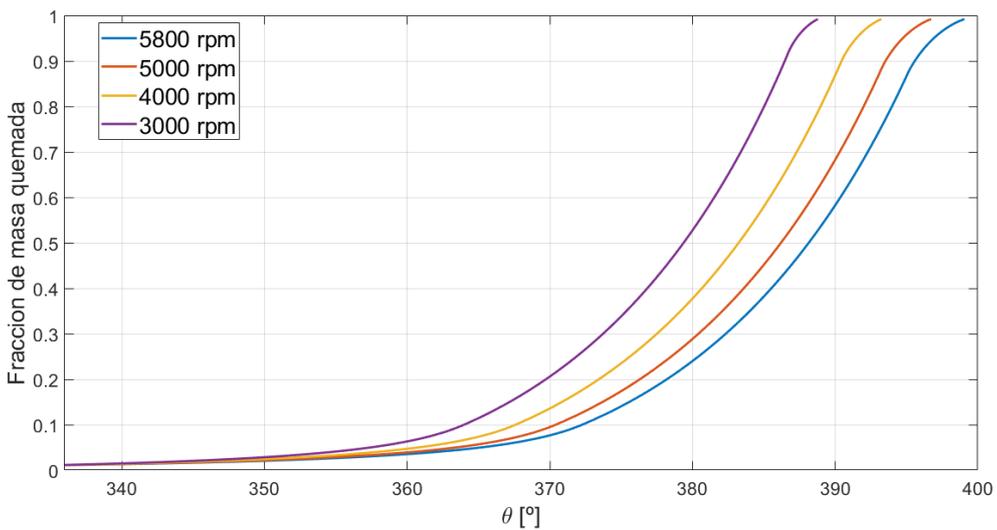


Figura 5.8. Evolución de la fracción de masa quemada para el 100% de carga.

Pasando a la fase de escape, a bajas revoluciones el adelanto de la apertura de la válvula de escape hace la presión caiga hasta el valor del exterior antes de que el pistón alcance el PMI y por tanto entrará masa en el cilindro. Este hecho se puede apreciar en la Figura 5.9, sobre todo a 3000 rpm. El adelanto en la apertura de la válvula de escape significa una reducción del trabajo obtenido en la carrera de expansión a cambio de una mejor renovación de los gases.

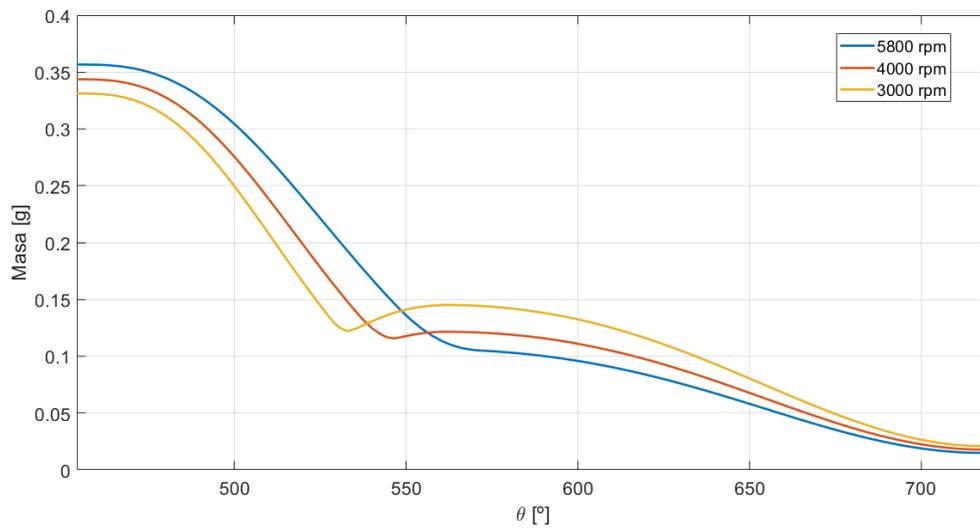


Figura 5.9. Evolución de la masa en el escape a plena carga.

Tras haber analizado ciertos detalles de alguna de las fases, se va a mostrar la evolución de las variables a lo largo del ciclo termodinámico: presión en la Figura 5.10 y Figura 5.13, temperatura en la Figura 5.11 y calor en la Figura 5.12.

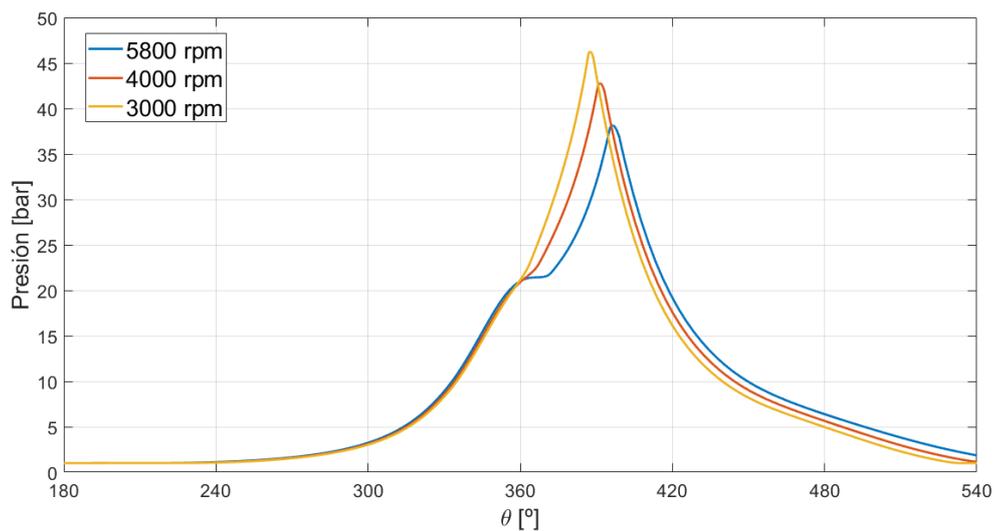


Figura 5.10. Evolución de la presión frente a la posición del cigüeñal, 100% de carga.

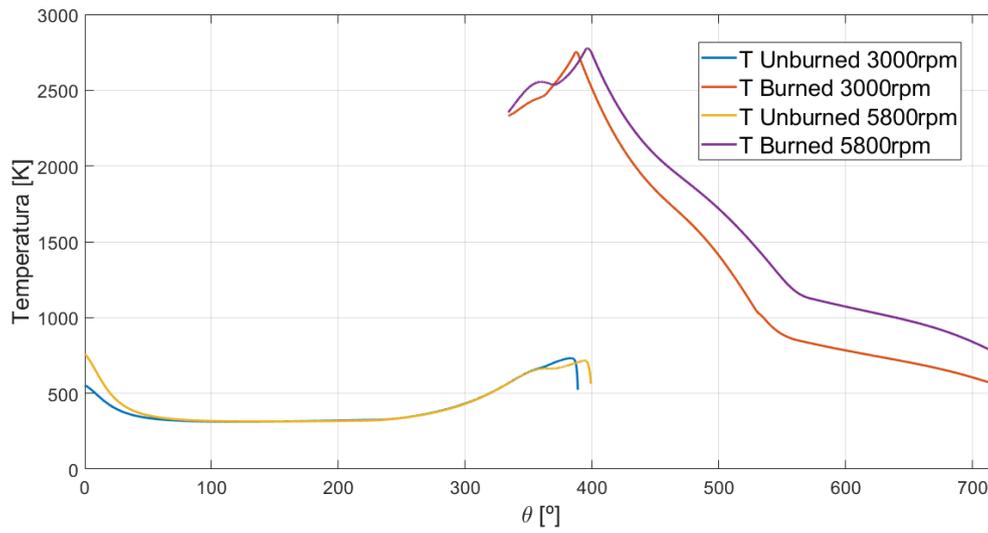


Figura 5.11. Temperatura frente a la posición del cigüeñal en cada zona del modelo.

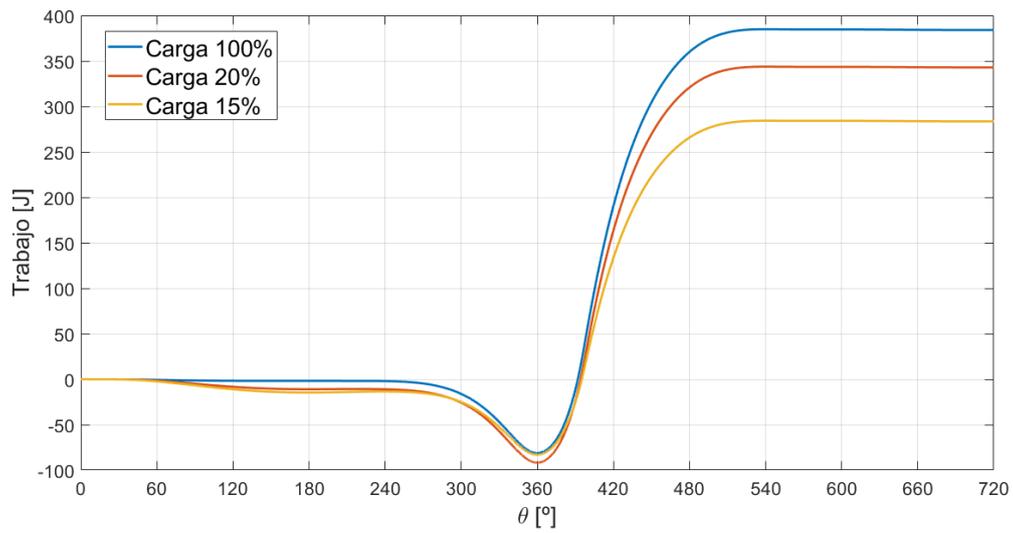


Figura 5.12. Trabajo a lo largo del ciclo a 5800 rpm y distinto valor de carga.

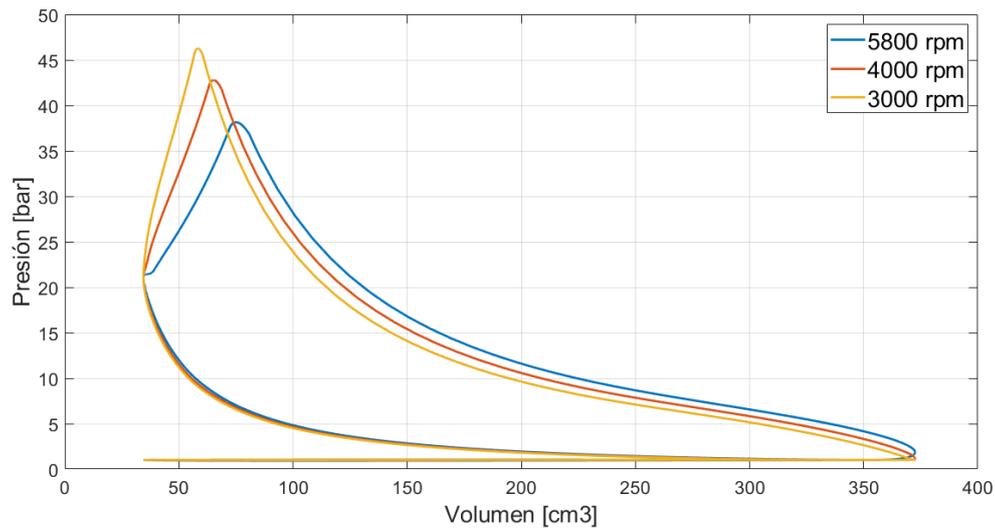


Figura 5.13. Presión frente a volumen a plena carga.

La Figura 5.15 muestra la gráfica de presión frente a volumen para un motor EP sobrealimentado y de dimensiones similares al Rotax 912, obtenida empleando el modelo de liberación finita de calor de dos zonas. Como se puede observar ambas gráficas tienen una forma similar, pero con la diferencia de que el motor de ejemplo está sobrealimentado y las presiones que alcanza son mucho mayores. Se puede obtener como conclusión que el modelo empleado ofrece resultados válidos.

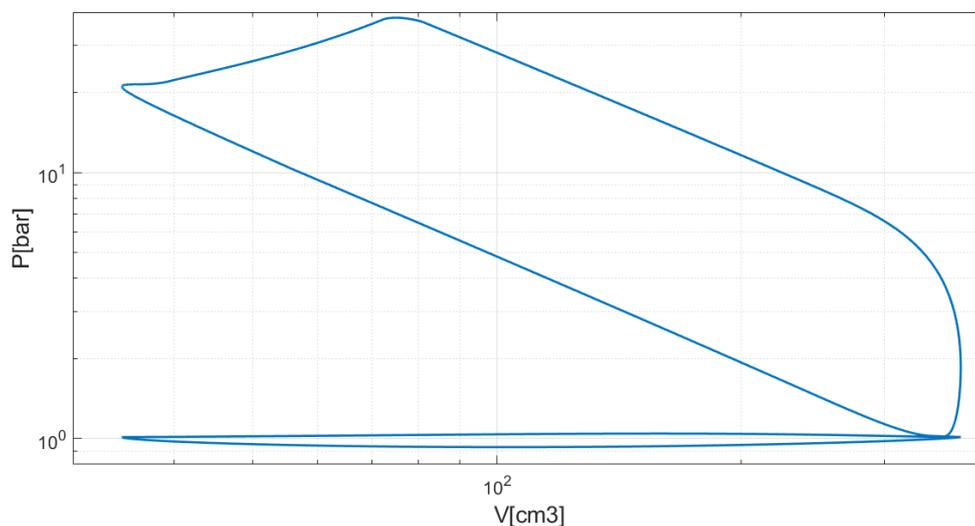


Figura 5.14. Presión frente a volumen del ciclo.

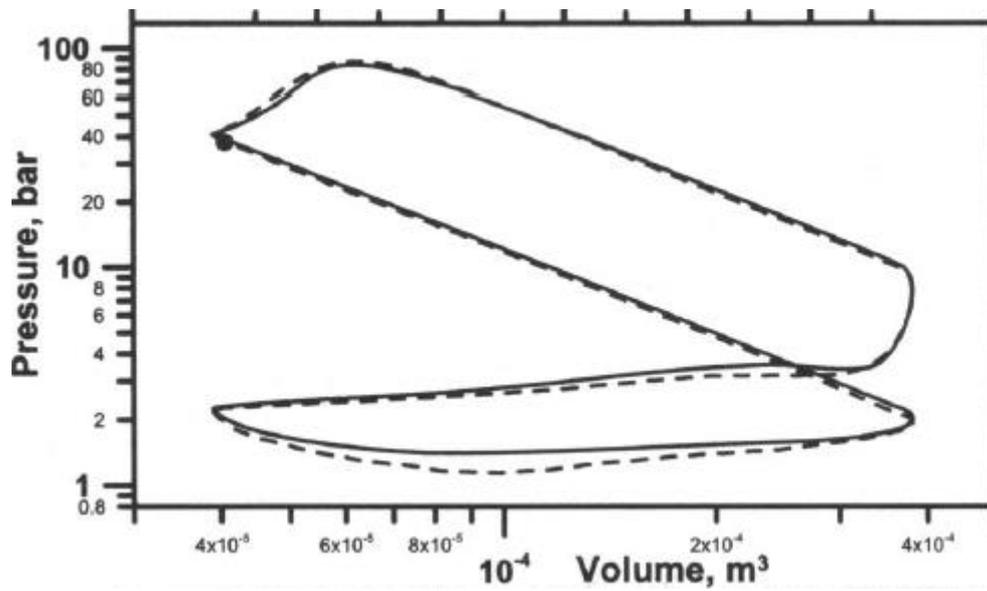


Figura 5.15. Presión frente a volumen a 5000 rpm y plena carga para un motor sobrealimentado de tamaño similar al Rotax 912 [32].

5.2.2 Curvas de prestaciones

Este apartado prescinde de los detalles del ciclo termodinámico y se presenta para un determinado rango de condiciones de funcionamiento las curvas de potencia, consumo específico, rendimiento volumétrico y potencia media efectiva.

En primer lugar, se va a presentar las curvas que ofrece el fabricante en la Figura 5.16, Figura 5.17 y Figura 5.18. La Figura 5.16 presenta la curva de potencia a plena carga del motor y la curva de potencia cuando el motor tiene acoplada una hélice, lo que es interesante para comprobar las actuaciones del motor a carga parcial.

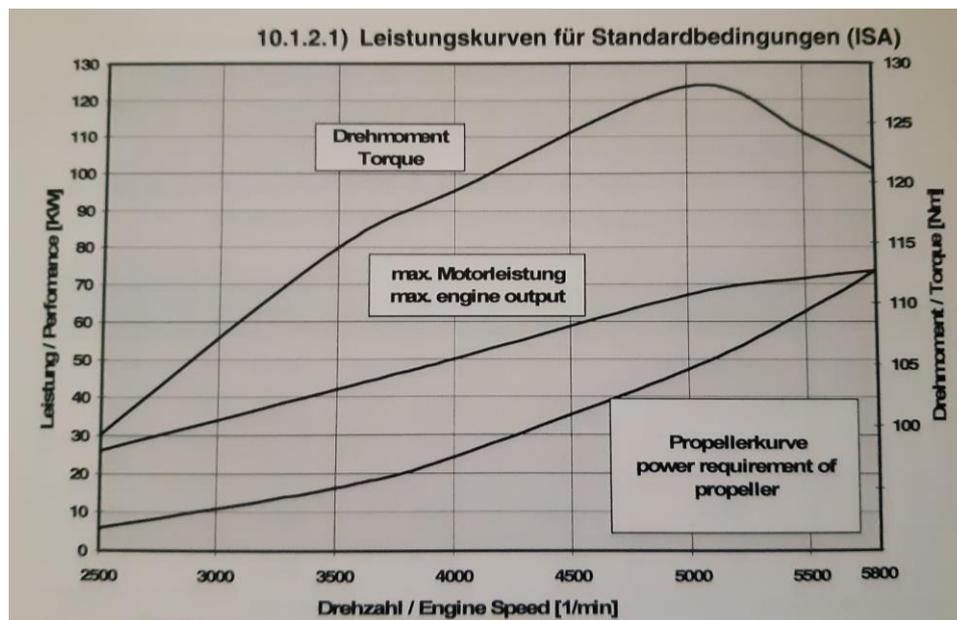


Figura 5.16. Curvas de par y potencia a plena carga en función de las revoluciones [33].

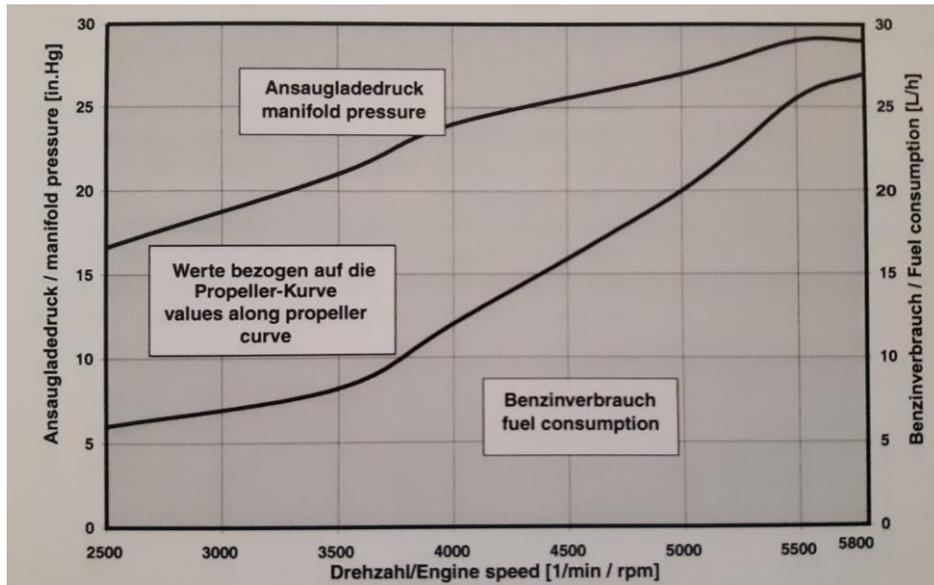


Figura 5.17. Consumo de combustible en función de las revoluciones de giro del motor cuando se tiene la hélice acoplada [33].

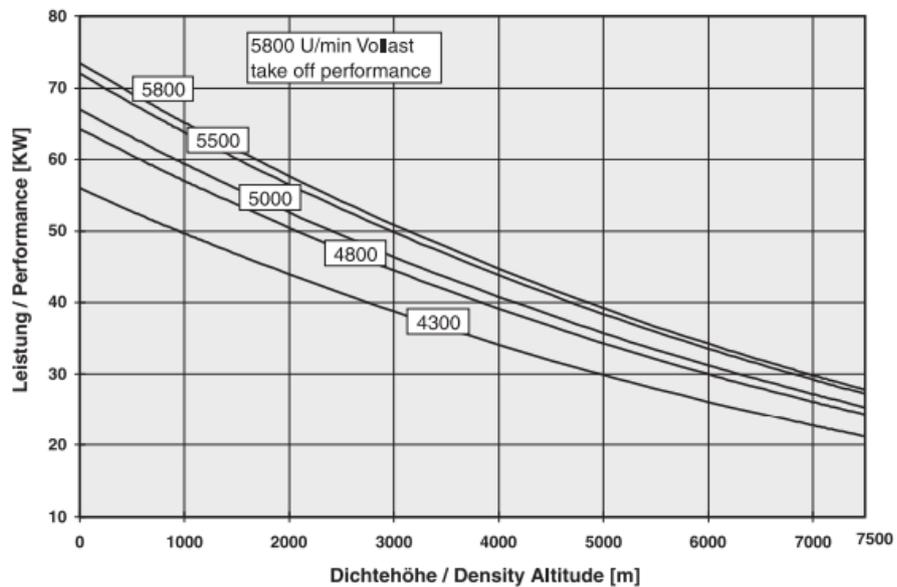


Figura 5.18. Potencia producida en función de la altitud de vuelo [33].

Mediante una aplicación se han extraído los puntos de las gráficas anteriores para comparar los valores obtenidos mediante el programa. Como se puede apreciar en la Figura 5.19, las curvas de potencia a plena carga son similares en la zona

intermedia y a muy altas revoluciones. Los regímenes de funcionamiento con mayor error se presentan en la Tabla 5.4.

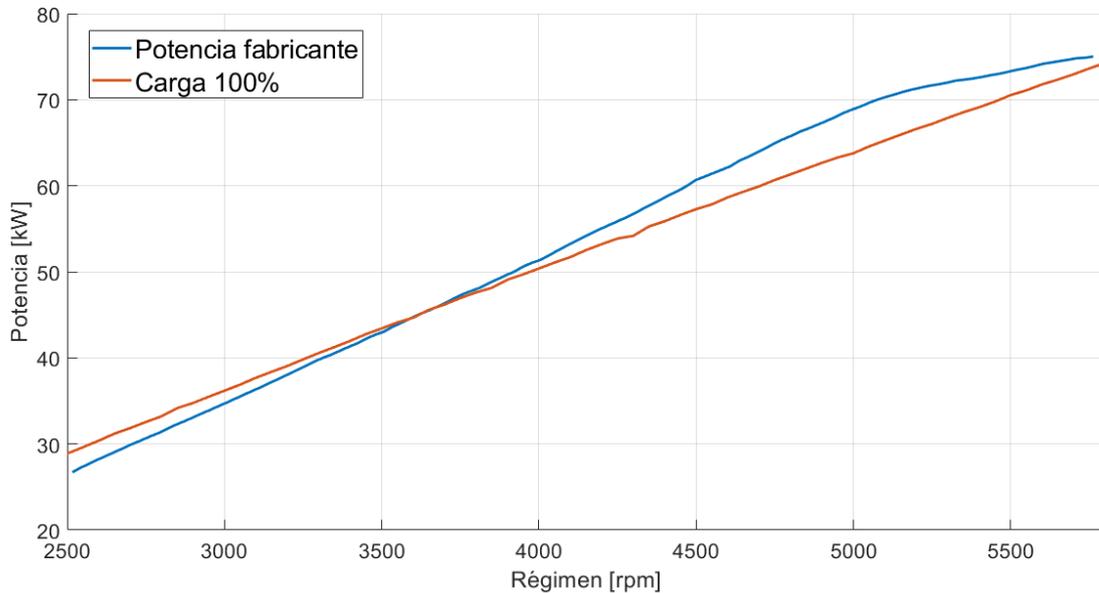


Figura 5.19. Curvas de potencia a plena carga.

Tabla 5.4. Error cometido en la curva de máxima potencia

Régimen [rpm]	Error absoluto [kW]	Error relativo
2500	2.2	8.1%
5100	5.1	7.2%

Para posteriormente comparar el consumo de combustible, se ha calculado la curva de potencia para distintos valores de carga y se ha hallado los puntos de corte de cada una de las curvas obtenidas con la curva de potencia cuando se tiene acoplada la hélice, Figura 5.20. Estos puntos se han representado junto con la curva de consumo que ofrece el fabricante en la Figura 5.21, donde puede apreciarse que el consumo estimado se encuentra ligeramente por debajo del consumo real. En la Tabla 5.5 se ha representado los puntos con mayor error absoluto y relativo.

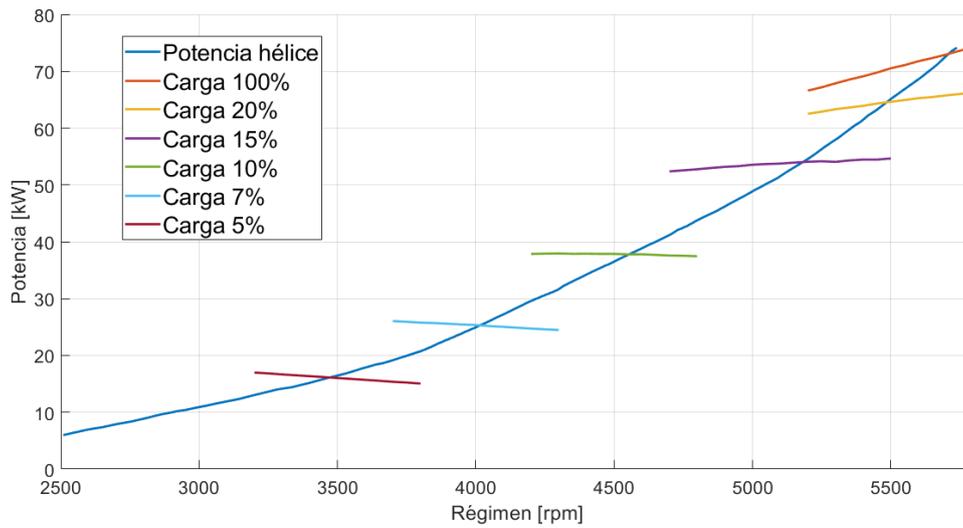


Figura 5.20. Curvas de potencia a carga parcial y curva de potencia con la hélice.

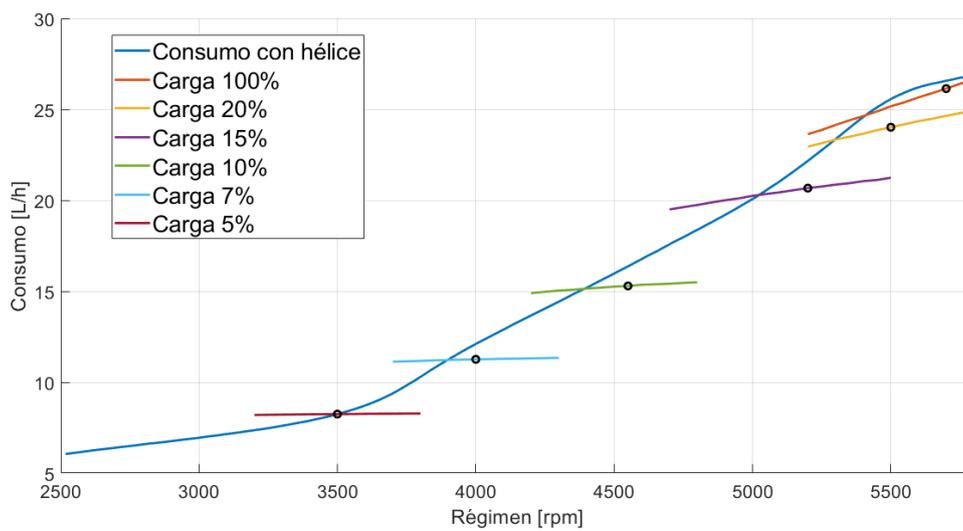


Figura 5.21. Curva de consumo con la hélice y puntos de corte en la gráfica de potencia.

Tabla 5.5. Error en el consumo de combustible.

Régimen [rpm]	Error absoluto [L/h]	Error relativo
5500	1.60	6.2%
5200	1.55	7.0%

Con el aumento de altitud, la densidad del aire disminuye de modo que entra menos cantidad de mezcla al cilindro y el motor produce menos potencia como puede observarse en la Figura 5.22. Comparando con los datos del fabricante la potencia obtenida es inferior y se presentan los errores en la Tabla 5.6.

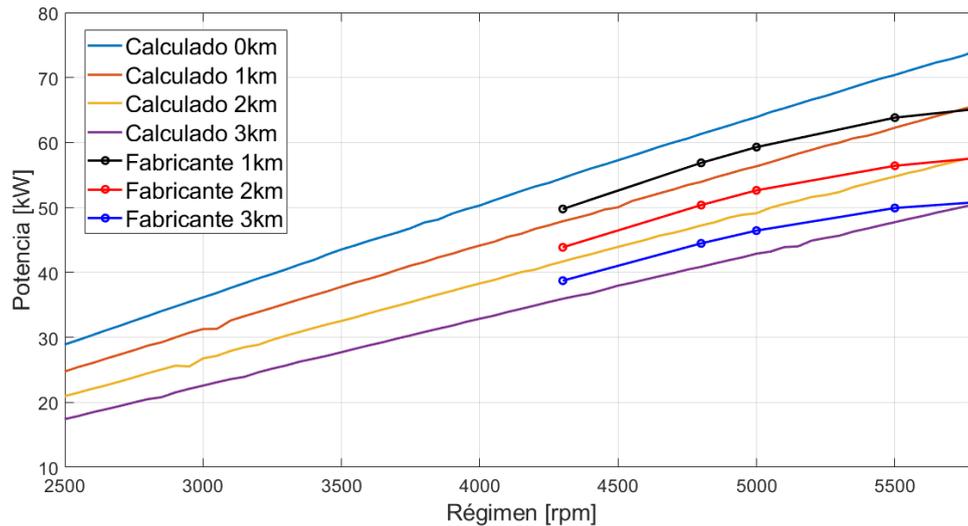


Figura 5.22. Curvas de potencia a distintas alturas de vuelo.

Tabla 5.6. Error de la potencia para distintas altitudes de vuelo.

Altitud [m]	Régimen [rpm]	Error absoluto	Error relativo
1000	4800	2.9 kW	5.2%
2000	5000	3.5 kW	6.7%
3000	5000	3.6 kW	8.1%

Se ha comparado la potencia calculada con los datos que ofrece el fabricante, aunque para los cálculos no se han determinado las pérdidas por rozamiento ni la potencia empleada en el accionamiento de los accesorios, lo que reduciría ligeramente el valor de la potencia obtenida.

En caso de haberse utilizado un banco de ensayos hubiese sido interesante emplear el método Morse para determinar la potencia indicada, que es aquella producida por el ciclo termodinámico real y que calcula el programa que se ha

desarrollado. Esta técnica consiste en la desconexión de la bujía de alguno de los cilindros de modo que estos no entregarán potencia, sino que absorberán la necesaria para vencer su rozamiento. Suponiendo que todos los cilindros producen la misma potencia indicada y tienen las mismas pérdidas por rozamiento, el valor medido por el banco será la ecuación (5.2). La potencia indicada se obtendría de la ecuación (5.3).

$$\dot{W}_e = \frac{n - N}{n} \dot{W}_{ciclo} - \dot{W}_{fricción} - \dot{W}_{accesorios} \quad (5.2)$$

$$\Delta \dot{W}_e = \frac{N}{n} \dot{W}_{ciclo} \quad (5.3)$$

n : número de cilindros del motor

N : número de cilindros desconectados

\dot{W}_e : potencia total en el eje del motor

\dot{W}_{ciclo} : potencia indicada

$\dot{W}_{fricción}$: potencia asociada a las pérdidas mecánicas

$\dot{W}_{accesorios}$: potencia absorbida por los accesorios

$\Delta \dot{W}_e$: caída de potencia al desconectar N cilindros

Para poder visualizar más fácilmente las intersecciones con la curva de potencia de la hélice, únicamente se ha mostrado un pequeño intervalo de las curvas de potencia a carga parcial en la Figura 5.20, por lo que ahora se presentarán al completo para analizarlas en la Figura 5.23. Se puede apreciar que se pierde la linealidad que presenta la curva de plena carga y algunas de las curvas alcanzan un valor máximo de potencia antes del régimen máximo de giro. También se puede observar que a medida que aumenta el régimen el efecto del estrangulamiento se hace más notable.

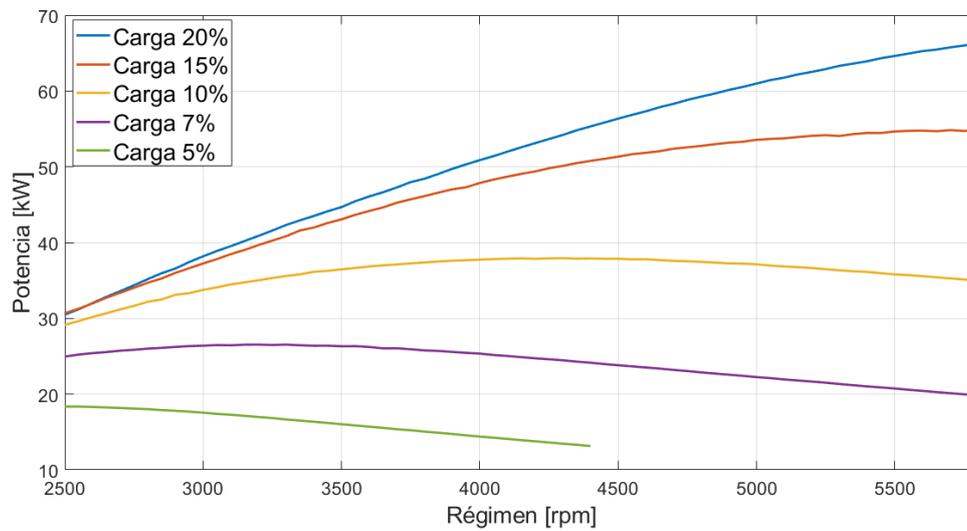


Figura 5.23. Curvas de potencia para distintos valores de carga.

El rendimiento volumétrico se ha representado en la Figura 5.24. Con la válvula de mariposa completamente abierta es inferior a bajas revoluciones, debido a que se tiene mucho retraso del cierre de la válvula de admisión y parte del fluido que ha entrado en el cilindro se pierde mientras el pistón asciende con la válvula de admisión abierta. Por otro lado, el gran ángulo de retraso en el cierre de la admisión consigue que a muy altas revoluciones el rendimiento volumétrico no disminuya, consiguiendo que la potencia máxima se encuentre a altas revoluciones.

Pasando al consumo específico, representado en la Figura 5.25, para cada valor de carga existe un régimen para el cual el consumo específico es mínimo, obteniéndose el mejor rendimiento. Para altas revoluciones el mejor consumo específico se conseguirá a plena carga.

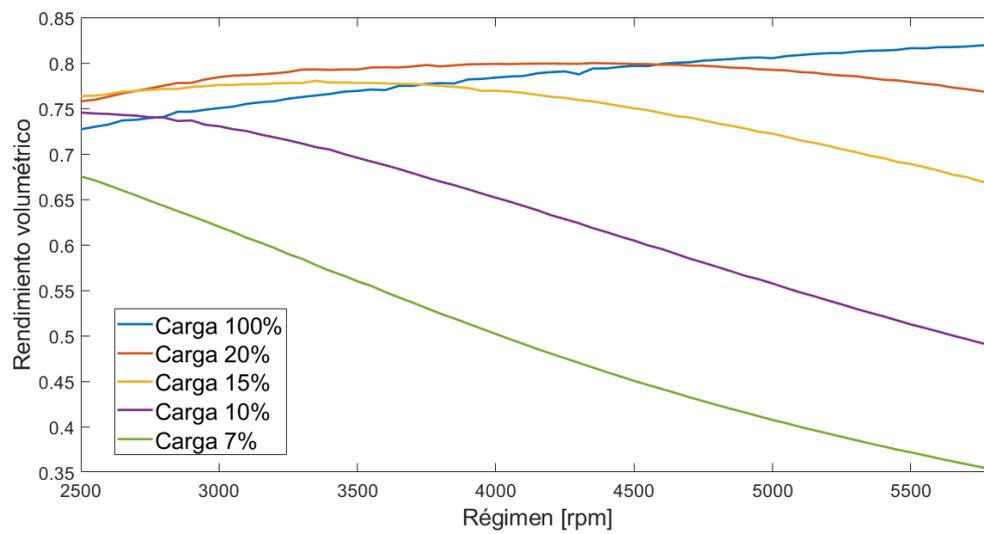


Figura 5.24. Curvas de rendimiento volumétrico para distintos valores de carga.

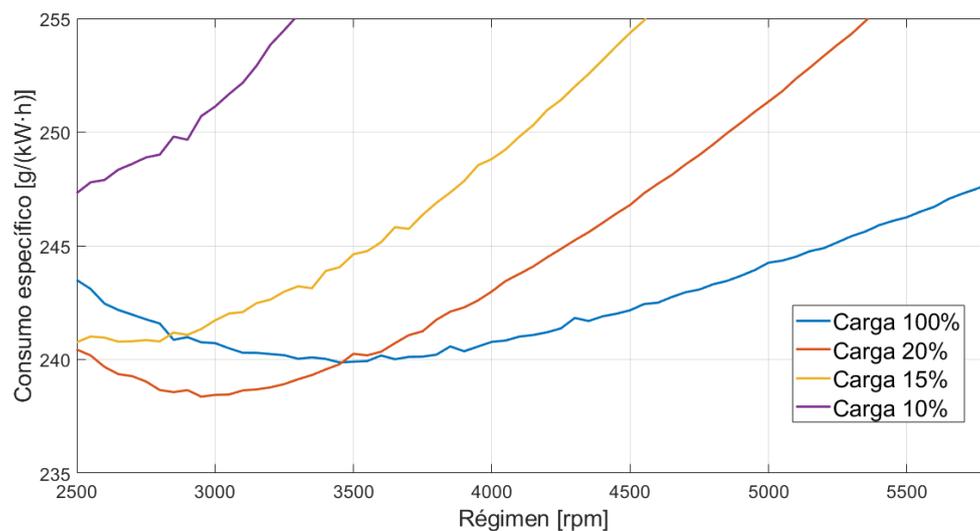


Figura 5.25. Curvas de consumo específico para distintos valores de carga.

La PME tiene una relación directa con el par producido por el motor. Como se puede observar en la Figura 5.26 el valor de PME depende en gran medida de la carga del motor y su trazado es similar al rendimiento volumétrico porque cuanto mayor cantidad de mezcla entre en el cilindro mayor trabajo se producirá en el ciclo.

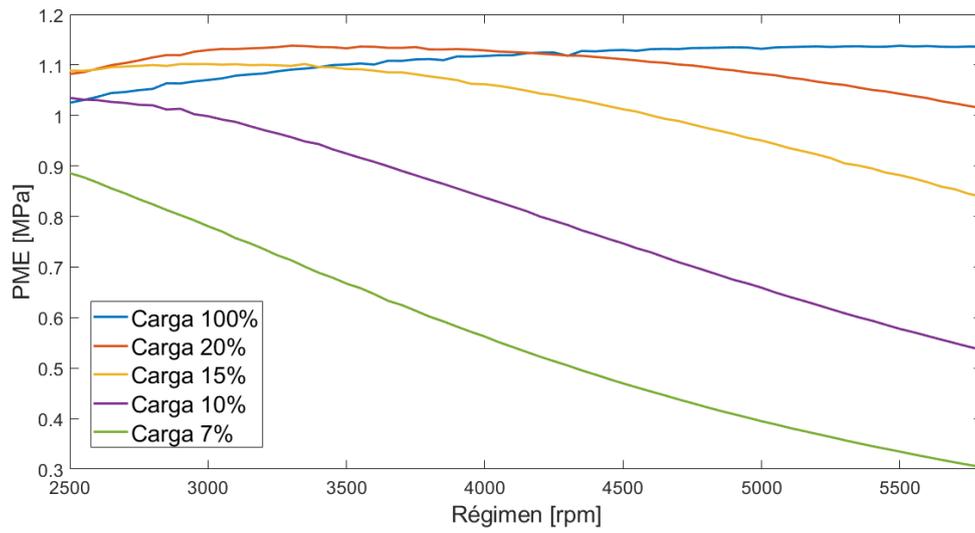


Figura 5.26. Curvas de PME para distintos valores de carga.

6. Conclusiones

Este Trabajo de Fin de Grado ha tenido como objetivo el desarrollo de un programa para la obtención de las prestaciones de un motor alternativo utilizado en aviación. Este objetivo se ha logrado empleado un conjunto de modelos físicos y matemáticos desarrollados específicamente para los motores de combustión interna.

La validación de los resultados frente a los datos que ofrece el fabricante del motor Rotax 912 ha sido satisfactoria, obteniendo una desviación inferior al 8% como se ha indicado dentro del apartado 5.2.2 Curvas de prestaciones.

Además de las características del motor y las condiciones ambientales, también ha sido necesario incluir una serie de coeficientes a los cuales se han asignado valores de acuerdo con las condiciones típicas de funcionamiento de los motores alternativos.

Para obtener resultados más cercanos a la realidad y de mayor aplicación en el diseño, hubiese sido necesario realizar pruebas en el banco de ensayo para ajustar el valor de los coeficientes anteriormente mencionados y cuantificar las pérdidas mecánicas del motor.

La obtención de las prestaciones de un motor alternativo es una tarea compleja para la cual se emplea gran cantidad de medios técnicos, obteniendo con detalle las prestaciones de un motor. Empleando un modelo sencillo se puede obtener una primera aproximación que sirva como referencia para posteriormente realizar un análisis más detallado.

Como posibles continuaciones de este trabajo de fin de grado plantearía el estudio y diseño de componentes específicos para mejorar ciertos aspectos de un motor de combustión interna como pueden ser colectores de admisión o escape, que en este trabajo no se han considerado.

Por último, se considera que se ha cumplido con la mayoría de los objetivos planteados, aun teniendo en cuenta las simplificaciones y suposiciones que ha sido necesario aplicar para poder realizar un desarrollo práctico del trabajo.

7. Referencias

- [1] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, 1988.
- [2] A. T. Kirkpatrick, *Internal combustion engines: applied thermosciences*, Hoboken: Wiley, 2020.
- [3] J. Warnatz, U. Maas y R. W. Dibble, *Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, Germany: Springer, 2006.
- [4] S. McAllister, J. Y. Chen y A. C. Fernandez-Pello, *Fundamentals of Combustion Processes*, Berkley: Springer, 2011.
- [5] «Application of a Quasi-Dimensional Combustion Model to the Development of a High-EGR VVT SI Engine,» ResearchGate, 2005.
- [6] F. Bozza, D. Siano, E. Torella y G. Mastrangelo, «A Quasi-Dimensional Three-Zone Model for Performance and Combustion Noise Evaluation of a Twin-Spark High-EGR Engine,» SAE International, 2004.
- [7] C. F. Taylor, *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, Massachusetts: The M.I.T. Press, 1977.
- [8] PCB Piezotronics, «Spark plug adaptor (Specify type of plug), short tube (for Series 112),» Depew, 2001.
- [9] B. J. McBride, S. Gordon y B. J. Reno, «Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species,» National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, 1993.
- [10] A. Anderson, *Fundamentals of Aerodynamics*, New York: McGrawHill, 2017, pp. 689-738.

- [11] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Thermodynamics. An Engineering Approach*, New York: McGrawHill, 2011, pp. 219-278.
- [12] A. G. Velázquez López, J. R. Arias Pérez y F. Sastre Matesanz, *Motores alternativos*, Madrid: Garceta, 2021.
- [13] J. Keck y M. Metghalchi, *Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, iso-octane and Indolene at High Pressure and Temperature*, Boston, 1982, pp. 191-210.
- [14] T. M. Liou, M. Hall, D. A. Santavicca y F. N. Bracco, «Laser Doppler Velocimetry Measurements in Valved and Ported Engines,» SAE Technical, 1984.
- [15] G. Damköhler, «The Effect of Turbulence on Flame Velocity in Gas Mixtures,» NACA, 1947.
- [16] J. I. Ramos, «Comparisons between thermodynamic and one-dimensional combustion models of spark-ignition engines,» Bunerworth & Co., Pittsburgh, 1986.
- [17] J. L. Cuddihy, «A User-Friendly, Two-Zone Heat Release Model for Predicting Spark-Ignition Engine Performance and Emissions,» Moscow, ID, 2014.
- [18] Y. Wang, «A Novel Two-Zone Thermodynamic Model for Spark-Ignition Engines Based on an Idealized Thermodynamic Process,» *MDPI*, pp. 1-26, 24 Julio 2020.
- [19] L. Xiang, E. Song y Y. Ding, «A Two-Zone Combustion Model for Knocking Prediction of Marine Natural Gas SI Engines,» *MDPI*, pp. 1-23, 6 Marzo 2018.
- [20] «Motores alternativos,» 2021.
- [21] F. Bozza, D. Siano y M. Costa, «Heat Transfer, Knock Modeling and Cyclic Variability in a "Downsized" Spark-Ignition Turbocharged Engine,» ResearchGate, Nápoles, 2011.

- [22] P. Koukkari, «Introduction to constrained Gibbs energy methods in process and materials research,» VTT, Espoo, 2014.
- [23] Y. Lwin, «Chemical Equilibrium by Gibbs Energy Minimization on Spreadsheets,» TEMPUS Publications, Rangún, 2000.
- [24] «Flowchart Maker & Online Diagram Software,» [En línea]. Available: <https://draw.io/>. [Último acceso: 2022 5 26].
- [25] MathWorks, «MATLAB & Simulink,» [En línea]. Available: <https://www.mathworks.com/>. [Último acceso: 2022 Marzo 21].
- [26] Rotax, «Illustrated Parts Catalogue for Rotax 912 and 914 Series,» 2017.
- [27] Rotax, «Heavy Maintenance Manuel for Rotax Engines Type 912 and 914,» 2007.
- [28] J. O. Kreyer, M. Müller y T. Esch, «A MAP-BASED MODEL FOR THE DETERMINATION OF FUEL CONSUMPTION FOR,» 2020.
- [29] Rotax Aircraft Engines, *Manual de Mantenimiento Avanzado para Motores Rotax Tipo 912 series*, 2002.
- [30] Ł. Grabowski, K. Siadkowska y K. Skiba, «Simulation Research of Aircraft Piston Engine Rotax 912,» Lublin, 2019.
- [31] OACI, «MANUAL DE LA ATMÓSFERA TIPO DE LA OACI,» OACI, Montreal, 1993.
- [32] F. Bozza, G. Fontana, E. Galloni y E. Torella, «3D-1D Analyses of the Turbulent Flow Field, Burning Speed and Knock Occurrence in a Turbocharged SI Engine,» SAE International, 2007.
- [33] Rotax Aircraft Engines, *Operators Manual for Rotax Engine Type 912 Series*, Austria, 2013.

8. Anexo

8.1 Tabla de tiempo utilizado

Tabla 8.1. Tiempo empleado en cada tarea.

Tarea	Inicio	Fin	Tiempo dedicado
Búsqueda de información	30/9/2021	15/10/2021	20h
Compresión con pérdida de masa e intercambio de calor	15/10/2021	25/10/2021	20h
Modelo de combustión de dos zonas	26/10/2021	20/2/2022	40h
Selección de compuestos y sus propiedades termodinámicas	27/10/2021	29/10/2021	5h
Equilibrio químico	30/10/2021	20/11/2021	30h
Cálculo de la temperatura de llama adiabática	21/11/2021	24/11/2021	5h
Tasa de combustión	1/3/2022	30/3/2022	35h
Admisión y escape	10/1/2022	28/2/2022	30h
Modelo de flujo isentrópico	3/2/2022	15/2/2022	15h
Búsqueda de estudios	1/3/2022	10/4/2022	30h
Información bancos de ensayo	23/5/2022	31/5/2022	10h
Obtención de resultados	15/5/2022	5/6/2022	30h
Elaboración de la memoria	15/4/2022	5/7/2022	110h
Tiempo total	30/9/2021	5/7/2022	380h

8.2 Diagrama de Gantt

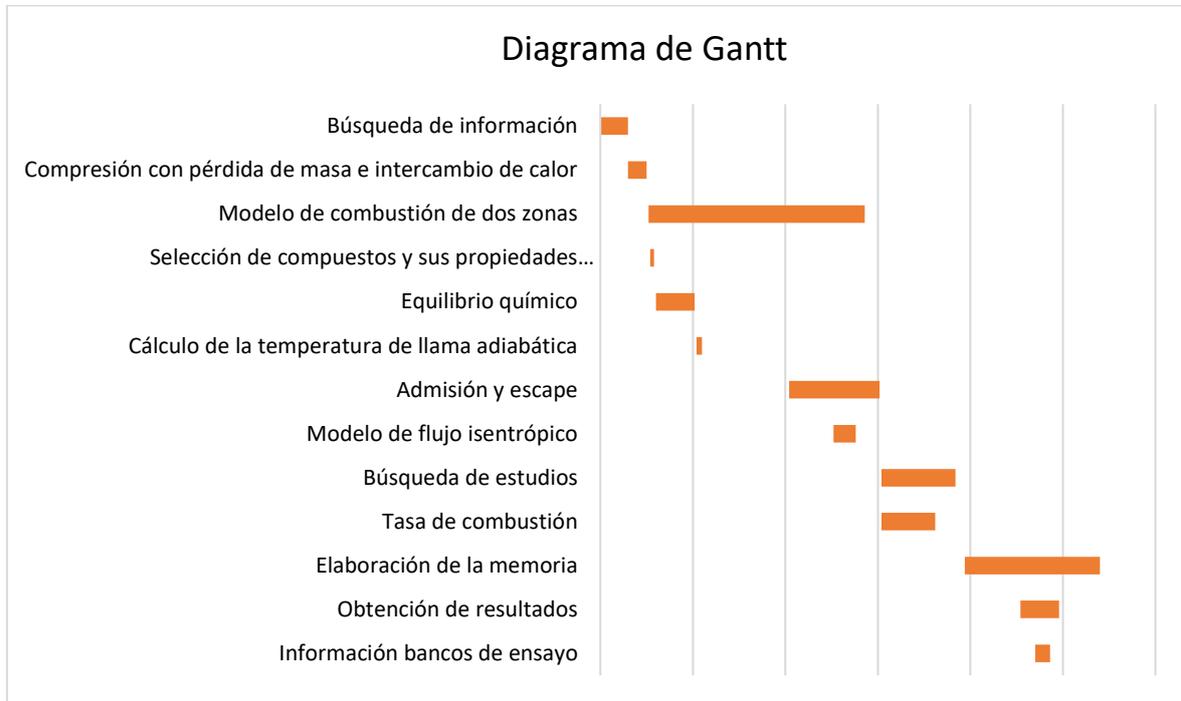


Figura 8.1. Diagrama de Gantt de las tareas realizadas

8.3 Funciones de MATLAB

8.3.1 Programa completo

```
function
[potencia,PME,rendvol,ce,fr,Qout,thcomb,NO,error]=ciclothermodinami
co(rpm,carga,fm0,TBfin,Pfin)
%Información del motor
[dmot]=diccionario(rpm,carga);

%Calculo de propiedades del fluido de admision
[~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,M02]=propiedades2(dmot.Tt,'O2');
[~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MN2]=propiedades2(dmot.Tt,'N2');
[~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,Mcomb]=propiedades2(dmot.Tt,dmot.comb);
FF=dmot.FR*dmot.FE; %Dosado mf/ma
fmcombadm=FF/(1+FF); % Fraccion de combustible en la masa inicial
fmair=1/(1+FF); % Fraccion de aire en la masa inicial
%aire: volumen21%O2_79%N2 masa23.3%O2y76.7%N2
fmO2adm=fmair*0.233;
fmN2adm=fmair*0.767;
Radm=dmot.Ru*1000*(fmO2adm/M02+fmN2adm/MN2+fmcombadm/Mcomb);
%J/kg·K

%Condiciones iniciales primer ciclo
%Pfin=0.99*dmot.Pt;
%TBfin=500;
%fm0=[1;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
%fmB=[N2,H2O,CO2,CO,NO,O2,H2,H,O,OH,comb]

Pmax1=0;
for ciclo=1:dmot.nciclos
    disp(['Ciclo: ' num2str(ciclo)])

    %ADMISION
    %Condiciones iniciales
    cond0adm=[Pfin;TBfin;0;0;fm0];
    %Crear funcion adm_comp_exp_esc(T,P,th,fm,dmot)
    % x=th y=[P,T,W,Q,N2,H2O,CO2,CO,NO,O2,H2,H,O,OH,comb]
    funcdiferenciales=@(x,y)
    adm_comp_exp_esc(y(2),y(1),x,[y(5);y(6);y(7);y(8);y(9);y(10);y(11)
    ;y(12);y(13);y(14);y(15)],dmot);
    [vthadm,vsoladm]=ode15s(funcdiferenciales,[0
    180+dmot.tha],cond0adm,odeset('MaxStep',3));
    fr=1-vsoladm(end,end)*(1+1/FF);
    %assignin('base','vthadm',vthadm)
    %assignin('base','vsoladm',vsoladm)
```

```

%COMPRESION
%Condiciones iniciales
cond0comp=transpose(vsoladm(end,:));
[vthcomp,vsolcomp]=ode78(funcdiferenciales,[180+dmot.tha 360-
dmot.ths],cond0comp,odeset('MaxStep',5));
%assignin('base','vthcomp',vthcomp)
%assignin('base','vsolcomp',vsolcomp)

%COMBUSTION
%Condiciones iniciales, calculo de TB
TU0=vsolcomp(end,2);
P0=vsolcomp(end,1);
fmU0=transpose(vsolcomp(end,5:end));
W0=vsolcomp(end,3);
Q0=vsolcomp(end,4);
[~,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,MO2]=propiedades2(TU0,'O2');
[~,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,MN2]=propiedades2(TU0,'N2');
[~,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,Mcomb]=propiedades2(TU0,dmot.comb);
[~,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,MH2O]=propiedades2(TU0,'H2O');
[~,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,MCO2]=propiedades2(TU0,'CO2');
[~,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,MCO]=propiedades2(TU0,'CO');
[~,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,MOH]=propiedades2(TU0,'OH');
[~,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,MNO]=propiedades2(TU0,'NO');
[~,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,MH2]=propiedades2(TU0,'H2');
[~,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,MO]=propiedades2(TU0,'O');
[~,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,MH]=propiedades2(TU0,'H');
hU=sum(fmU0.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
vMcil=[MN2;MH2O;MCO2;MCO;MNO;MO2;MH2;MH;MO;MOH;Mcomb];
%Atomos de cada tipo

carbonos=fmU0(3)/MCO2+fmU0(4)/MCO+dmot.ncarbonos*fmU0(11)/Mcomb;

hidrogenos=(2*fmU0(2)/MH2O+2*fmU0(7)/MH2+fmU0(8)/MH+fmU0(10)/MOH+d
mot.nhidrogenos*fmU0(11)/Mcomb);

oxigenos=(fmU0(2)/MH2O+2*fmU0(3)/MCO2+fmU0(4)/MCO+fmU0(5)/MNO+2*fm
U0(6)/MO2+fmU0(9)/MO+fmU0(10)/MOH+dmot.noxigenos*fmU0(11)/Mcomb);

nitrogenos=(2*fmU0(1)/MN2+fmU0(5)/MNO+dmot.nnitrogenos*fmU0(11)/Mc
omb);
atomos=[carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos];
%Temperatura de llama adiabatica

[TB0,sol,~]=templlama(hU,carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,P
0,'Vacío','Vacío');
assignin('base','sol',sol)
%CHI inicial

```

```

    CHI0=0.01;
    %Condiciones iniciales
    cond0comb=[P0;TU0;TB0;W0;Q0;CHI0];
    %Creacion de la funcion
    combustionx(P,TU,TB,CHI,th,rpm,carga,atomos,fmU,fr)
    funcomb=@(x,y)
    combustionx(y(1),y(2),y(3),y(6),x,dmot,atomos,fmU0,fr);
    %Opciones del ode-solver
    options=odeset('Events',@myEvent2,'MaxStep',0.2*1000/rpm);
    %Resolucion de las ecuaciones diferenciales
    [vthcomb,vsolcomb]=ode15s(funcomb,[360-dmot.ths 360-
    dmot.ths+100],cond0comb,options);
    %assignin('base','vthcomb',vthcomb)
    %assignin('base','vsolcomb',vsolcomb)

    %EXPANSION-ESCAPE
    %Condiciones iniciales
    T0=vsolcomb(end,3);
    P0=vsolcomb(end,1);
    W0=vsolcomb(end,4);
    Q0=vsolcomb(end,5);
    sol=evalin('base','sol');

    [fm0,~,~,~,~,~]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogeno
    s,T0,P0,sol);
    fm0=[fm0;0.0]; %Linea para añadir fmcomb que vale 0.0
    cond0expesc=[P0;T0;W0;Q0;fm0];
    %La funcion con los diferenciales es la misma que admision y
    compresion
    [vthexpesc,vsolexpesc]=ode15s(funcdiferenciales,[vthcomb(end)
    720],cond0expesc,odeset('MaxStep',3));
    %assignin('base','vthexpesc',vthexpesc)
    %assignin('base','vsolexpesc',vsolexpesc)

    %Condiciones para el siguiente ciclo
    Pfin=vsolexpesc(end,1);
    TBfin=vsolexpesc(end,2);

    %Determinar si es necesario otro ciclo
    vP=[vsoladm(:,1);vsolcomp(:,1);vsolcomb(:,1);vsolexpesc(:,1)];
    vth=[vthadm;vthcomp;vthcomb;vthexpesc];

    %plot(vth,vP)

    Pmax2=max(vP);
    disp(['Variación respecto al ciclo anterior: '
    num2str(abs(Pmax2-Pmax1)/Pmax2*100) '% Pmax2 = '
    num2str(Pmax2/1e6) ' MPa'])

```

```

    disp(['T0[K]:' num2str(vsoladm(1,2)) ' Tf[K]:' num2str(TBfin)
    ' P0[kPa]:' num2str(vsoladm(1,1)/1e3) ' Pf[kPa]:'
    num2str(Pfin/1e3)])

    if (abs(Pmax2-Pmax1)/Pmax2<2e-3)&&(ciclo>2)
        disp(['Ciclos suficientes: ' num2str(ciclo)])
        error=1;
        break
    else
        Pmax1=Pmax2;
        error=0;
    end

end

%Calculo de la masa
tempU=[vsoladm(:,2);vsolcomp(:,2);vsolcomb(:,2)];
tempB=[vsolcomb(:,3);vsolexpesc(:,2)];
vW=[vsoladm(:,3);vsolcomp(:,3);vsolcomb(:,4);vsolexpesc(:,3)];
vQ=[vsoladm(:,4);vsolcomp(:,4);vsolcomb(:,5);vsolexpesc(:,4)];
vchi=vsolcomb(:,6);
vthchi=vthcomb;
tamano=length(vth);
vTU=NaN(tamano,1);
vTU(1:length(tempU))=tempU;
vTB=NaN(tamano,1);
vTB((tamano-length(tempB)+1):end)=tempB;
vV=volumen(vth);
vRadm=NaN(length(vthadm),1);
for i=1:length(vthadm)
    vRadm(i)=dmot.Ru*1000*sum(transpose(vsoladm(i,5:15))./vMcil);
end
vmassadm=vsoladm(:,1).*volumen(vthadm)./vRadm./vsoladm(:,2);
%assignin('base','vmassadm',vmassadm)

vRcomp=NaN(length(vthcomp),1);
for i=1:length(vthcomp)

vRcomp(i)=dmot.Ru*1000*sum(transpose(vsolcomp(i,5:15))./vMcil);
end
vmasscomp=vsolcomp(:,1).*volumen(vthcomp)./vRcomp./vsolcomp(:,2);
%assignin('base','vmasscomp',vmasscomp)

vRexpesc=NaN(length(vthexpesc),1);
for i=1:length(vthexpesc)

vRexpesc(i)=dmot.Ru*1000*sum(transpose(vsolexpesc(i,5:15))./vMcil)
;

```

```

end
vmassexpesc=vsolexpesc(:,1).*volumen(vthexpesc)./vRexpesc./vsolexpesc(:,2);
%assignin('base','vmassexpesc',vmassexpesc)

[~,~,~,~,~,sol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,TB0,vsolcomb(1,1),'Vacio');
assignin('base','sol',sol)
vRB=NaN(length(vthcomb),1);
vfmBcomb=NaN(11,length(vthcomb));
for i=1:length(vthcomb)
    TB=vsolcomb(i,3);
    P=vsolcomb(i,1);
    sol=evalin('base','sol');

[fmB,~,~,~,~,sol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,TB,P,sol);
    assignin('base','sol',sol)
    vRB(i)=dmot.Ru*1000*sum([fmB;0]./vMcil);
    vfmBcomb(:,i)=[fmB;0];
end
%assignin('base','vfmBcomb',vfmBcomb)
RU=dmot.Ru*1000*sum(fmU0./vMcil);
P=vsolcomb(:,1);
TU=vsolcomb(:,2);
TB=vsolcomb(:,3);
CHI=vsolcomb(:,6);
vmasscomb=volumen(vthcomb).*P./((CHI.*vRB.*TB+(1-CHI).*RU.*TU);
%assignin('base','vmasscomb',vmasscomb)
vmass=[vmassadm;vmasscomp;vmasscomb;vmassexpesc];
vfV=vRB.*TB.*CHI.*vmasscomb./P./volumen(vthcomb);

%Vectores con los resultados
assignin('base','vP',vP)
assignin('base','vth',vth)
assignin('base','vW',vW)
assignin('base','vQ',vQ)
assignin('base','vchi',vchi)
assignin('base','vthchi',vthchi)
assignin('base','vTU',vTU)
assignin('base','vTB',vTB)
assignin('base','vV',vV)
assignin('base','vmass',vmass)
assignin('base','vfV',vfV)

%Diferenciales
difadm=NaN(15,length(vthadm));
% x=th y=[P,T,W,Q,N2,H2O,CO2,CO,NO,02,H2,H,0,OH,comb]

```

```

for i=1:length(vthadm)
    difadm(:,i)=funcdiferenciales(vthadm(i),vsoladm(i,:));
end
difcomp=NaN(15,length(vthcomp));
for i=1:length(vthcomp)
    difcomp(:,i)=funcdiferenciales(vthcomp(i),vsolcomp(i,:));
end
difexpesc=NaN(15,length(vthexpesc));
for i=1:length(vthexpesc)

difexpesc(:,i)=funcdiferenciales(vthexpesc(i),vsolexpesc(i,:));
end
difcomb=NaN(6,length(vthcomb));
for i=1:length(vthcomb)
    difcomb(:,i)=funccomb(vthcomb(i),vsolcomb(i,:));
end
vflujoQ=transpose([difadm(4,:) difcomp(4,:) difcomb(5,:)
difexpesc(4,:)]);

%assignin('base','vflujoQ',vflujoQ)
%Valores de interés
Wtermo=vsolexpesc(end,3); %[J]
Qoutciclo=vsolexpesc(end,4); % [J]
masa_combustible=vmassadm(end).*vsoladm(end,end); % [kg]
ce=masa_combustible/Wtermo*3.6e9; % [g/kW·h]
PME=Wtermo/1e6/dmot.cilind; % [MPa]
rendvol=masa_combustible*(1+1/FF)*Radm*dmot.Tt/dmot.cilind/dmot.Pt
;
Qout=Qoutciclo*rpm/120/1e3*dmot.ncil; % [kW]
potencia=Wtermo*rpm/120000*dmot.ncil; % [kW]
fr=1-vsoladm(end,end)*(1+1/FF);
thcomb=vthcomb(end)-vthcomb(1); %[°]
NO=fm0(5)*1e6; %ppm
%assignin('base','ce',ce)
%assignin('base','PME',PME)
%assignin('base','rendvol',rendvol)
%assignin('base','Qout',Qout)
%assignin('base','potencia',potencia)
%assignin('base','fr',fr)
%assignin('base','NO',NO)
beep
end
function [value, isterminal, direction] = myEvent2(T,Y)
value      = (Y(6)-0.992);
isterminal = 1;    % Stop the integration
direction  = 0;
end

```

8.3.2 Función para el cálculo de los diferenciales en las fases de admisión, compresión, expansión y escape

```

function [diferenciales]=adm_comp_exp_esc(T,P,th,fm,dmot)

%Propiedades fluido dentro del cilindro
[cpcomb,hcomb,ucomb,scomb,~,~,~,~,~,~,~,Mcomb]=propiedades2(T,dmot
.comb);
[cpH2O,hH2O,uH2O,sH2O,~,~,~,~,~,~,~,MH2O]=propiedades2(T,'H2O');
[cpCO2,hCO2,uCO2,sCO2,~,~,~,~,~,~,~,MCO2]=propiedades2(T,'CO2');
[cpO2,hO2,uO2,sO2,~,~,~,~,~,~,~,MO2]=propiedades2(T,'O2');
[cpN2,hN2,uN2,sN2,~,~,~,~,~,~,~,MN2]=propiedades2(T,'N2');
[cpCO,hCO,uCO,sCO,~,~,~,~,~,~,~,MCO]=propiedades2(T,'CO');
[cpOH,hOH,uOH,sOH,~,~,~,~,~,~,~,MOH]=propiedades2(T,'OH');
[cpNO,hNO,uNO,sNO,~,~,~,~,~,~,~,MNO]=propiedades2(T,'NO');
[cpH2,hH2,uH2,sH2,~,~,~,~,~,~,~,MH2]=propiedades2(T,'H2');
[cpO,hO,uO,sO,~,~,~,~,~,~,~,MO]=propiedades2(T,'O');
[cpH,hH,uH,sH,~,~,~,~,~,~,~,MH]=propiedades2(T,'H');
vMcil=[MN2;MH2O;MCO2;MCO;MNO;MO2;MH2;MH;MO;MOH;Mcomb];
Rcil=dmot.Ru*1000*sum(fm./vMcil);
vucil=[uN2;uH2O;uCO2;uCO;uNO;uO2;uH2;uH;uO;uOH;ucomb];
cpcil=sum(fm.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH;c
pcomb]);
hcil=sum(fm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
ucil=hcil-Rcil*T;
scil=sum(fm.*[sN2;sH2O;sCO2;sCO;sNO;sO2;sH2;sH;sO;sOH;scomb])-
Rcil*log(P/dmot.Pest);

if (th>0)&&(th<180+dmot.tha)
    hvalv=dmot.Lmaxadm/2*(1-
cos((th+dmot.thaa)/(180+dmot.tha+dmot.thaa)*2*pi));
    Area_valvula_admision=hvalv*pi*cosd(dmot.alfadm)*(dmot.Dvadm-
hvalv*cosd(dmot.alfadm)*sind(dmot.alfadm));
    Avalva=Area_valvula_admision*dmot.nvalvadm;
    area_conducto_adm=dmot.Aadm*dmot.carga/100;
else
    Avalva=0;
    area_conducto_adm=0;
end
if (th>540-dmot.the)&&(th<720)
    hvalv=dmot.Lmaxesc/2*(1-cos((th-
540+dmot.the)/(180+dmot.the+dmot.thee)*2*pi));
    Area_valvula_escape=hvalv*pi*cosd(dmot.alfesc)*(dmot.Dvesc-
hvalv*cosd(dmot.alfesc)*sind(dmot.alfesc));
    Avalve=Area_valvula_escape*dmot.nvalvesc;
    area_conducto_esc=dmot.Aesc;
else

```

```

    Avalor=0;
    area_conducto_esc=0;
end
area_blowby=dmot.areamassloss;
if P>dmot.Pt
    sentido=-1; %Sale masa
    %disp('Sale masa')
    %Calculo de la presion critica
    %disp(' Calculo de la presion critica')
    %Nuevo
    Pcre=presioncritica(fm,scil,hcil,0.5*T,0.5*P,vMcil);
    Tcre=Tisentropica(scil,fm,vMcil,Pcre,0.5*T);
    [~,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,dmot.comb);
    [~,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'H2O');
    [~,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'CO2');
    [~,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'O2');
    [~,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'N2');
    [~,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'CO');
    [~,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'OH');
    [~,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'NO');
    [~,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'H2');
    [~,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'O');
    [~,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcre,'H');
    hcre=sum(fm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
    vcre=(2*(hcil-hcre))^0.5;

    %Determinar si está choqueado el conducto y calcular flujo
escape
    if dmot.Pt<Pcre
        %Choqueado
        %disp(' Choqueado')
        dmdth=-
Pcre/Rcil/Tcre*vcre/dmot.omega*(area_blowby+min(area_conducto_adm,
Avalva)+min(area_conducto_esc,Avalor));
    else
        %No choqueado
        %disp(' No choqueado')
        %Nuevo
        Tesc=Tisentropica(scil,fm,vMcil,dmot.Pt,0.9*T);

        [~,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,dmot.comb);
        [~,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'H2O');
        [~,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'CO2');
        [~,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'O2');
        [~,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'N2');
        [~,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'CO');
        [~,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'OH');
        [~,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'NO');

```

```

[~,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'H2');
[~,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'O');
[~,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tesc,'H');

hesc=sum(fm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
vesc=(2*(hcil-hesc))^0.5;

dmdthcr2=Pcre/Rcil/Tcre*vcre/dmot.omega*Avalva;
dmdthcr3=Pcre/Rcil/Tcre*vcre/dmot.omega*Avalve;
dmdth1=dmot.Pt/Rcil/Tesc*vesc/dmot.omega*area_blowby;

dmdth2=min(dmot.Pt/Rcil/Tesc*vesc/dmot.omega*area_conducto_adm,dmdthcr2);

dmdth3=min(dmot.Pt/Rcil/Tesc*vesc/dmot.omega*area_conducto_esc,dmdthcr3);
dmdth=-(dmdth1+dmdth2+dmdth3);
end

else %Presion menor que exterior, entra fluido
sentido=1;
%Propiedades fluido admision
[~,hO2,~,sO2,~,~,~,~,~,~,M02]=propiedades2(dmot.Tt,'O2');
[~,hN2,~,sN2,~,~,~,~,~,~,MN2]=propiedades2(dmot.Tt,'N2');

[~,hcomb,~,scomb,~,~,~,~,~,~,Mcomb]=propiedades2(dmot.Tt,dmot.comb);
FF=dmot.FR*dmot.FE; %Dosado mf/ma
fmcombadm=FF/(1+FF); % Fraccion de combustible en la masa inicial
fmair=1/(1+FF); % Fraccion de aire en la masa inicial
fmO2adm=fmair*0.233;
fmN2adm=fmair*0.767;
Madm=1/(fmO2adm/M02+fmN2adm/MN2+fmcombadm/Mcomb);
Radm=dmot.Ru*1000/Madm;
ht=fmO2adm*hO2+fmN2adm*hN2+fmcombadm*hcomb;
st=(fmO2adm*sO2+fmN2adm*sN2+fmcombadm*scomb)-
Radm*log(dmot.Pt/dmot.Pest);
%[N2,H2O,CO2,CO,NO,O2,H2,H,O,OH,comb]
fmadm=[fmN2adm;0;0;0;0;0;fmO2adm;0;0;0;0;fmcombadm];

Pcra=presioncritica(fmadm,st,ht,0.5*dmot.Tt,0.5*dmot.Pt,vMcil);
Tcra=Tisentropica(st,fmadm,vMcil,Pcra,0.5*dmot.Tt);
[~,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,dmot.comb);
[~,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'H2O');
[~,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'CO2');
[~,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'O2');
[~,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'N2');

```

```

[~,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'CO');
[~,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'OH');
[~,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'NO');
[~,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'H2');
[~,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'O');
[~,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tcra,'H');

hcra=sum(fmadm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
vcra=(2*(ht-hcra))^0.5;

%Determinar si esta choqueado
if P>Pcra
    %No choqueado
    %disp('      No choqueado')
    Tadm=Tisentropica(st,fmadm,vMcil,P,0.9*dmot.Tt);

[~,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,dmot.comb);
[~,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'H2O');
[~,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'CO2');
[~,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'O2');
[~,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'N2');
[~,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'CO');
[~,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'OH');
[~,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'NO');
[~,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'H2');
[~,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'O');
[~,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(Tadm,'H');

hadm=sum(fmadm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
vadm=(2*(ht-hadm))^0.5;

dmdth1=P/Radm/Tadm*vadm/dmot.omega*area_blowby;
dmdthcr2=Pcra/Radm/Tcra*vcra/dmot.omega*area_conducto_adm;
dmdth2=P/Radm/Tadm*vadm/dmot.omega*Avalva;
dmdthcr3=Pcra/Radm/Tcra*vcra/dmot.omega*area_conducto_esc;
dmdth3=P/Radm/Tadm*vadm/dmot.omega*Avalve;
dmdth=dmdth1+min(dmdth2,dmdthcr2)+min(dmdth3,dmdthcr3);
else
    %Choqueado

dmdth=Pcra/Radm/Tcra*vcra/dmot.omega*(area_blowby+min(Avalva,area_
conducto_adm)+min(Avalve,area_conducto_esc));
end
end

l=dmot.l;
Lbiela=dmot.Lbiela;
X=1/2*(1-cosd(th))+Lbiela*(1-(1-(1/2/Lbiela*sind(th))^2)^0.5);

```

```

dVdth=pi*dmot.d^2/4*(1/2*sind(th)+(1^2*cosd(th)*sind(th))/4/Lbiela
/(1-(1/2/Lbiela*sind(th))^2)^0.5)*pi/180;
V=dmot.V2+pi*dmot.d^2/4*X;
Ac=dmot.A2+pi*dmot.d*X;

mass=P*V/Rcil/T;
if sentido<0
    dfmdth=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
    hin=hcil;
else
    dfmdth=(fmadm-fm).*(dmdth/mass);
    hin=ht;
end

cvcil=cpcil-Rcil;
dudfm=sum(dfmdth.*vucil);
dVdfm=mass*T*dmot.Ru/P*sum(dfmdth./vMcil);

dQdth=Ac/dmot.omega*dmot.hq*(T-dmot.Tw);
dWdth=P*dVdth;
dTdth=(-dQdth-dWdth+(hin-ucil)*dmdth-mass*dudfm)/mass/cvcil;
dPdth=(Rcil*T/P*dmdth+mass*Rcil/P*dTdth+dVdfm-
dVdth)/(mass*Rcil*T/P^2);

diferenciales=[dPdth;dTdth;dWdth;dQdth;dfmdth];

%disp(['Theta[°]: ' num2str(round(th,2)) ' Temp[K]: '
num2str(round(T,1)) ' Presion[bar]: ' num2str(round(P/1e5,3))])
%disp(['dmdth[μg/°]: ' num2str(round(dmdth*1e9,4)) '
dVdth[cm3/°]: ' num2str(round(dVdth*1e6,3)) ' dWdth[J/°]: '
num2str(round(dWdth,3))])
%disp(['dTdth[K/°]: ' num2str(round(dTdth,2)) ' dPdth[mbar/°]: '
num2str(round(dPdth/1e2,3)) ' Masa[mg]: '
num2str(round(mass*1e6,1)) ' V/Vmax: '
num2str(round(V/(dmot.V2+pi*dmot.d^2/4*dmot.l),3))])
%disp(['Fracciones de masa: ' num2str(round(fm(1),3)) ', '
num2str(round(fm(2),3)) ', ' num2str(round(fm(3),3)) ', '
num2str(round(fm(4),3)) ', ' num2str(round(fm(5),3)) ', '
num2str(round(fm(6),3)) ', ' num2str(round(fm(7),3)) ', '
num2str(round(fm(8),3)) ', ' num2str(round(fm(9),3)) ', '
num2str(round(fm(10),3)) ', ' num2str(round(fm(11),3))])
%disp(' ')
end

```

8.3.3 Función para el cálculo de los diferenciales en la combustión

```
function
```

```
[diferenciales]=combustionx(P,TU,TB,CHI,th,dmot,atomos,fmU,fr)
```

```
%Propiedades zona sin quemar
```

```
[cpO2,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MO2]=propiedades2(TU,'O2');
```

```
[cpN2,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MN2]=propiedades2(TU,'N2');
```

```
[cpcomb,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~,Mcomb]=propiedades2(TU,dmot.comb);
```

```
[cpH2O,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MH2O]=propiedades2(TU,'H2O');
```

```
[cpCO2,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MCO2]=propiedades2(TU,'CO2');
```

```
[cpCO,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MCO]=propiedades2(TU,'CO');
```

```
[cpOH,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MOH]=propiedades2(TU,'OH');
```

```
[cpNO,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MNO]=propiedades2(TU,'NO');
```

```
[cpH2,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MH2]=propiedades2(TU,'H2');
```

```
[cpO,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MO]=propiedades2(TU,'O');
```

```
[cpH,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~,MH]=propiedades2(TU,'H');
```

```
RU=dmot.Ru*1000*sum(fmU./[MN2;MH2O;MCO2;MCO;MNO;MO2;MH2;MH;MO;MOH;Mcomb]);
```

```
hU=sum(fmU.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);
```

```
cpU=sum(fmU.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH;cpcomb]);
```

```
%Propiedades zona quemada
```

```
carbonos=atomos(1);
```

```
hidrogenos=atomos(2);
```

```
oxigenos=atomos(3);
```

```
nitrogenos=atomos(4);
```

```
sol=evalin('base','sol');
```

```
[fmB,~,~,~,~,sol,ysol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,TB,P,sol);
```

```
 %[fm3,~,~,~,~,sol3,ysol3]=equilibrio3(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,TB,P,'Vacio');
```

```
%disp(['N2:' num2str(fmB(1)) ' H2O:' num2str(fmB(2)) ' CO2:' num2str(fmB(3)) ' CO:' num2str(fmB(4)) ' NO:' num2str(fmB(5)) ' O2:' num2str(fmB(6)) ' H2:' num2str(fmB(7)) ' O:' num2str(fmB(9)) ' OH:' num2str(fmB(10)) ' H:' num2str(fmB(8))]);
```

```
%disp(['N2:' num2str(fm3(1)) ' H2O:' num2str(fm3(2)) ' CO2:' num2str(fm3(3)) ' CO:' num2str(fm3(4)) ' NO:' num2str(fm3(5)) ' O2:' num2str(fm3(6)) ' H2:' num2str(fm3(7)) ' O:' num2str(fm3(8)) ' OH:' num2str(fm3(9))]);
```

```
%disp([' NO:' num2str(ysol(5)) ' O2:' num2str(ysol(6)) ' H2:' num2str(ysol(7)) ' O:' num2str(ysol(9)) ' OH:' num2str(ysol(10)) ' H:' num2str(ysol(8))]);
```

```
%disp([' NO:' num2str(ysol3(5)) ' O2:' num2str(ysol3(6)) ' H2:' num2str(ysol3(7)) ' O:' num2str(ysol3(8)) ' OH:' num2str(ysol3(9))]);
```

```

%disp(['P[bar]: ' num2str(P/1e5) ' T[k]: ' num2str(TB)])
%input('Continuar')
assignin('base','sol',sol)
[cpN2,hN2,uN2,~,~,~,~,~,~,~,~,MN2]=propiedades2(TB,'N2'); %1
[cpH2O,hH2O,uH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,MH2O]=propiedades2(TB,'H2O'); %2
[cpCO2,hCO2,uCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,MCO2]=propiedades2(TB,'CO2'); %3
[cpCO,hCO,uCO,~,~,~,~,~,~,~,~,MCO]=propiedades2(TB,'CO'); %4
[cpNO,hNO,uNO,~,~,~,~,~,~,~,~,MNO]=propiedades2(TB,'NO'); %5
[cpO2,hO2,uO2,~,~,~,~,~,~,~,~,MO2]=propiedades2(TB,'O2'); %6
[cpH2,hH2,uH2,~,~,~,~,~,~,~,~,MH2]=propiedades2(TB,'H2'); %7
[cpH,hH,uH,~,~,~,~,~,~,~,~,MH]=propiedades2(TB,'H'); %8
[cpO,hO,uO,~,~,~,~,~,~,~,~,MO]=propiedades2(TB,'O'); %9
[cpOH,hOH,uOH,~,~,~,~,~,~,~,~,MOH]=propiedades2(TB,'OH'); %10
vMB=[MN2;MH2O;MCO2;MCO;MNO;MO2;MH2;MH;MO;MOH];
vuB=[uN2;uH2O;uCO2;uCO;uNO;uO2;uH2;uH;uO;uOH];
RB=dmot.Ru*1000*sum(fmB./vMB);
hB=sum(fmB.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH]);
cpB=sum(fmB.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH]);

dT=1;
dP=100;
[fmBT,~,~,~,~,sol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,TB+dT,P,sol);
[fmBP,~,~,~,~,sol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,TB,P+dP,sol);
dfmBdT=(fmBT-fmB)./dT;
dfmBdP=(fmBP-fmB)./dP;
MdfmBdT=sum(dfmBdT./vMB);
udfmBdT=sum(dfmBdT.*vuB);
MdfmBdP=sum(dfmBdP./vMB);
udfmBdP=sum(dfmBdP.*vuB);

l=dmot.l;
Lbiela=dmot.Lbiela;
X=1/2*(1-cosd(th))+Lbiela*(1-(1-(1/2/Lbiela*sind(th))^2)^0.5);
dVdth=pi*dmot.d^2/4*(1/2*sind(th)+(1^2*cosd(th)*sind(th))/4/Lbiela/(1-(1/2/Lbiela*sind(th))^2)^0.5)*pi/180;
V=dmot.V2+pi*dmot.d^2/4*X;
Ac=dmot.A2+pi*dmot.d*X;

mass=V*P/(CHI*RB*TB+(1-CHI)*RU*RU);

%Velocidad de llama
FR=dmot.FR;
sL0=(30.5-54.9*(FR-1.21)^2)/100*(1-2.1*fr);
alfa=2.18-0.8*(FR-1);
beta=-0.16+0.22*(FR-1);
sL=sL0*(TU/298)^alfa*(P/101325)^beta;

```

```

ut=dmot.l*dmot.omega/180;
%STurb=2.9*sL*(ut*P/sL/1e5)^0.38;
sTurb=ut+sL;
%Area frente de llama
VB=CHI*mass*RB*TB/P;
posicion=X;
radiomax=(dmot.d^2/4+(dmot.hcamara+posicion)^2)^0.5;
funcradio=@(radio) VB-radiovolumen(dmot.d,dmot.hcamara,X,radio);
rll=fzero(funcradio,radiomax*0.5);

if rll<(dmot.d/2)
    if rll<(dmot.hcamara+posicion)
        all=2*pi*rll^2;
    else
        all=2*pi*rll*(posicion+dmot.hcamara);
    end
else
    if rll<(dmot.hcamara+posicion)
        all=2*pi*rll*(rll-(rll^2-dmot.d^2/4)^0.5);
    else
        all=2*pi*rll*(posicion+dmot.hcamara-(rll^2-
dmot.d^2/4)^0.5);
    end
end

dmdth=-dmot.blowC*mass/dmot.omega;
%dCHIdth=P*all*vll/mass/dmot.omega/RU/TU;
dCHIdth=(P*all*vll/dmot.omega/RU/TU+(CHI^dmot.k-CHI)*dmdth)/mass;

dQBdth=Ac*dmot.hq*CHI^0.5*(TB-dmot.Tw)/dmot.omega;
dQUdth=Ac*dmot.hq*(1-CHI^0.5)*(TU-dmot.Tw)/dmot.omega;
dWdth=P*dVdth;
dQdth=dQBdth+dQUdth;

dmcombdth=P*all*vll/dmot.omega/RU/TU;
mU=mass*(1-CHI);
mB=mass*CHI;
%ECUACIONES: (TU,TB,P,CHI)
%Eq 1 dVdth=dVBdth+dVUdth
a1=mass*(1-CHI)*RU/P;
a2=mass*CHI/P*(RB+TB*dmot.Ru*1000*MdfmBdTB);
a3=-mB*TB*RB/P^2+mB*TB/P*dmot.Ru*MdfmBdP-mU*RU*RU/P^2;
a4=dVdth-TB*RB/P*(dmcombdth+CHI^dmot.k*dmdth)-RU*RU/P*(-
dmcombdth+(1-CHI^dmot.k)*dmdth);
%Eq 2 dQBindth-P*dVBdth=dUBdth-dHBindth
c1=0;
c2=mB*(cpB+TB*dmot.Ru*1000*MdfmBdTB+udfmBdTB);
c3=mB*(-RB*TB/P+dmot.Ru*1000*MdfmBdP+udfmBdP);

```

```

c4=-dQBdth-mass*(hB-hU)*dmcombdth;
%Eq 3 dQUindth-P*dVUdth=dUUdth-dHUindth
d1=mU*cpU;
d2=0;
d3=-mU*TU*RU/P;
d4=-dQBdth;

vv=[a1 a2 a3;c1 c2 c3;d1 d2 d3]\[a4;c4;d4];
dPdth=vv(3);
dTUdth=vv(1);
dTBdth=vv(2);

diferenciales=[dPdth;dTUdth;dTBdth;dWdth;dQdth;dCHIdth];

%disp(['Theta[°]: ' num2str(round(th,2)) ' Chi: '
num2str(round(CHI,5)) ' Presion[bar]: ' num2str(round(P/1e5,3)) '
Temp.B[K]: ' num2str(TB,5) ' Temp.U[K]: ' num2str(TU,4)])
%disp(['vll[m/s]: ' num2str(round(vll,3)) ' sTurb[m/s]: '
num2str(round(sTurb,3)) ' All[mm2]: ' num2str(all*1e4,3) ' r/rmax:
' num2str(rll/radiomax,3)])
%disp(['dPdth[mbar/°]: ' num2str(dPdth/1e2,3) ' dTBdth[K/°]: '
num2str(dTBdth,1) ' dTUdth[K/°]: ' num2str(dTUdth,1) ' dCHIdth[-
/10°]: ' num2str(dCHIdth*10,4)])
%disp(['V[cm3]: ' num2str(V*1e6) ' VB[cm3]: '
num2str(CHI*mass*RB*TB/P*1e6) ' VU[cm3]: ' num2str((1-
CHI)*mass*RU*TU/P*1e6) ' Masa[mg]: ' num2str(mass*1e6,4)])
%disp(' ')
end

```

8.3.4 Función para introducir los datos del motor

```

function [dmot]=diccionario(rpm,carga)
%Características motor
dmot.d=84e-3; %diametro del piston [m]
dmot.l=61e-3; %carrera [m]
dmot.Lbiela=120e-3; %longitud de biela [m]
dmot.rc=10.8; %relacion de compresion
dmot.ncil=4; %Numero de cilindros
dadm=40e-3; %Diametro conducto de admision
desc=30e-3; %Diametro conducto de escape

%Geometria de las valvulas
dmot.nvalvadm=1; %Numero de valvulas de admision
dmot.Dvadm=38e-3; % Diametro asiento de valvula admision [m]
dmot.alfadm=20; % Angulo de asiento de valvula admision [°]
dmot.Lmaxadm=11e-3; % Altura maxima apertura valvula de admision
[m]

dmot.nvalvesc=1; %Numero de valvulas de escape
dmot.Dvesc=32e-3; % Diametro asiento de valvula escape [m]
dmot.alfesc=20; % Angulo de asiento de valvula escape [°]
dmot.Lmaxesc=11.5e-3; % Altura maxima valvula escape [m]

%Posicion angular eventos
dmot.ths=26; %angulo de adelanto de encendido [°]
dmot.tha=86; %retraso en el cierre de la admision [°]
dmot.thaa=42; %adelanto en la apertura de la admisión [°]
dmot.the=86; %angulo de adelanto del escape [°]
dmot.thee=35; %retraso en el cierre del escape [°]

%Características calculadas
dmot.cilind=pi*dmot.d^2/4*dmot.l; %cilindrada unitaria [m^3]
dmot.V2=dmot.cilind/(dmot.rc-1); %volumen de la camara de
combustion [m^3]
dmot.Aadm=pi*dadm^2/4; % Area mínima del conducto de admision
[m^2]
dmot.Aesc=pi*desc^2/4; % Area mínima del conducto de escape [m^2]
dmot.hcamara=dmot.V2*4/pi/dmot.d^2; % Altura camara combustion
cilindrica
dmot.A2=2*pi*dmot.d^2/4+pi*dmot.d*dmot.hcamara; %area de la camara
de combustion [m^2]

%Condiciones de trabajo
%h=0km T=288.0K P=101325Pa
%h=1km T=281.7K P=89876Pa
%h=2km T=275.2K P=79501Pa

```

```

%h=3km T=268.7K P=70121Pa
%h=4km T=262.2K P=61660Pa
dmot.Tw=400; % Temperatura del bloque motor [K]
dmot.Tt=288; % Temperatura total exterior [K]
dmot.Pt=101325; % Presion total exterior [Pa]
dmot.FR=1.2; % Dosado relativo
dmot.N=rpm; % Regimen de giro [rpm]
dmot.omega=6*dmot.N; % Velocidad angular [°/s]
dmot.hq=500; % Coeficiente de conveccion [W/(K·m^2)]
dmot.carga=carga; % Porcentaje de carga
dmot.k=2; %Constante reparto del escape masa combustion
dmot.g=0.5; %Constante reparto del area calor combustion
dmot.areamassloss=1e-8; %coeficiente fuga masa [m^2]
dmot.blowC=0.8; %coeficiente fuga masa combustion [s^-1]

%Combustible y sus características
dmot.comb='C8H18';
%Formula dosado estequiometrico
dmot.FE=0.06641; %Dosado estequiometrico depende del combustible
dmot.ncarbonos=8; %Numero de carbonos combustible
dmot.nhidrogenos=18; %Numero de hidrogenos combustible
dmot.noxigenos=0; %Numero de oxigenos combustible
dmot.nnitrogenos=0; %Numero de nitrogenos combustible

%Constantes
dmot.Ru=8.314; %Constante universal de los gases, J/(mol·K)
dmot.Pest=1e5; %Presion estandar, 1bar

%Auxiliares
dmot.nciclos=20;

end

```

8.3.5 Función que calcula las propiedades termodinámicas de los compuestos

```

function
[cp,h,u,s0,g0,cpmol,hmol,umol,s0mol,g0mol,R,M]=propiedades2(T,sust
ancia)
    Ru=8.314; %[J/mol.K]
    a=zeros(1,7);
    M=1; %[g/mol]
    if strcmp(sustancia,'O2')
        M=31.9988;
        if T>1000
            a=[+3.66096083e+00 +6.56365523e-04 -1.41149485e-07
+2.05797658e-11 -1.29913248e-15 -1.21597725e+03 +3.41536184e+00];
        else
            a=[+3.78245636e+00 -2.99673415e-03 +9.84730200e-06 -
9.68129508e-09 +3.24372836e-12 -1.06394356e+03 +3.65767573e+00];
        end
    elseif strcmp(sustancia,'CO2')
        M=44.00980;
        if T>1000
            a=[+4.63659493e+00 +2.74131991e-03 -9.95828531e-07
+1.60373011e-10 -9.16103468e-15 -4.90249341e+04 -1.93534855e+00];
        else
            a=[+2.35677352e+00 +8.98459677e-03 -7.12356269e-06
+2.45919022e-09 -1.43699548e-13 -4.83719697e+04 +9.90105222e+00];
        end
    elseif strcmp(sustancia,'H2O')
        M=18.01528;
        if T>1000
            a=[+2.67703787e+00 +2.97318329e-03 -7.73769690e-07
+9.44336689e-11 -4.26900959e-15 -2.98858938e+04 +6.88255571e+00];
        else
            a=[+4.19864056e+00 -2.03643410e-03 +6.52040211e-06 -
5.48797062e-09 +1.77197817e-12 -3.02937267e+04 -8.49032208e-01];
        end
    elseif strcmp(sustancia,'N2')
        M=28.01348;
        if T>1000
            a=[+2.95257626e+00 +1.39690057e-03 -4.92631691e-07
+7.85010367e-11 -4.60755321e-15 -9.23948645e+02 +5.87189252e+00];
        else
            a=[+3.53100528e+00 -1.23660987e-04 -5.02999437e-07
+2.43530612e-09 -1.40881235e-12 -1.04697628e+03 +2.96747468e+00];
        end
    elseif strcmp(sustancia,'CO')
        M=28.0104;

```

```

    if T>1000
        a=[+3.04848583e+00 +1.35172818e-03 -4.85791075e-07
+7.88536486e-11 -4.69807489e-15 -1.42661171e+04 +6.01709790e+00];
    else
        a=[+3.57953347e+00 -6.10353680e-04 +1.01681433e-06
+9.07005884e-10 -9.04424499e-13 -1.43440860e+04 +3.50840928e+00];
    end
elseif strcmp(sustancia,'H2')
    M=2.01588;
    if T>1000
        %a=[+2.93286579e+00 +8.26607967e-04 -1.46402335e-07
+1.54100359e-11 -6.88804432e-16 -8.13065597e+02 -1.02432887e+00];
        a=[0.310019e+01 0.511194e-03 0.526442e-07 -0.349099e-
10 0.369453e-14 -0.877380e+03 -0.196294e+01];
    else
        a=[+2.34433112e+00 +7.98052075e-03 -1.94781510e-05
+2.01572094e-08 -7.37611761e-12 -9.17935173e+02 +6.83010238e-01];
    end
elseif strcmp(sustancia,'H')
    M=1.00794;
    if T>1000
        a=[+2.50000286e+00 -5.65334214e-09 +3.63251723e-12 -
9.19949720e-16 +7.95260746e-20 +2.54736589e+04 -4.46698494e-01];
    else
        a=[+2.50000000e+00 +0.00000000e+00 +0.00000000e+00
0.00000000e+00 +0.00000000e+00 +2.54736599e+04 -4.46682853e-01];
    end
elseif strcmp(sustancia,'O')
    M=15.99940;
    if T>1000
        a=[+2.54363697e+00 -2.73162486e-05 -4.19029520e-09
+4.95481845e-12 -4.79553694e-16 +2.92260120e+04 +4.92229457e+00];
    else
        a=[+3.16826710e+00 -3.27931884e-03 +6.64306396e-06 -
6.12806624e-09 +2.11265971e-12 +2.91222592e+04 +2.05193346e+00];
    end
elseif strcmp(sustancia,'OH')
    M=17.00734;
    if T>1000
        a=[+2.83864607e+00 +1.10725586e-03 -2.93914978e-07
+4.20524247e-11 -2.42169092e-15 +3.94395852e+03 +5.84452662e+00];
    else
        a=[+3.99201543e+00 -2.40131752e-03 +4.61793841e-06 -
3.88113333e-09 +1.36411470e-12 +3.61508056e+03 -1.03925458e-01];
    end
elseif strcmp(sustancia,'NO')
    M=30.00614;
    if T>1000

```

```

        a=[+3.26071234e+00 +1.19101135e-03 -4.29122646e-07
+6.94481463e-11 -4.03295681e-15 +9.92143132e+03 +6.36900518e+00];
    else
        a=[+4.21859896e+00 -4.63988124e-03 +1.10443049e-05 -
9.34055507e-09 +2.80554874e-12 +9.84509964e+03 +2.28061001e+00];
    end
    elseif strcmp(sustancia,'C8H18')
        M=114.23092;
        if T>1000
            a=[+1.59899273e+01 +5.53184790e-02 -1.95267072e-05
+3.11779172e-09 -1.85312577e-13 -3.58757973e+04 -6.01161414e+01];
        else
            a=[+8.15737338e-01 +7.32643959e-02 +1.78300688e-05 -
6.93589620e-08 +3.21629382e-11 -3.04772862e+04 +2.41509994e+01];
        end
    else
        disp(['Propiedades de ' sustancia ' no disponibles'])
    end
    aa=a(1)+a(2)*T+a(3)*T^2+a(4)*T^3+a(5)*T^4;
    bb=a(1)+a(2)/2*T+a(3)/3*T^2+a(4)/4*T^3+a(5)/5*T^4+a(6)/T;
    cc=a(1)*log(T)+a(2)*T+a(3)/2*T^2+a(4)/3*T^3+a(5)/4*T^4+a(7);
    cpmol=Ru*aa;
    hmol=Ru*T*bb;
    s0mol=Ru*cc;
    R=Ru*1000/M;
    cp=R*aa;
    h=R*T*bb;
    s0=R*cc;
    g0mol=hmol-T*s0mol;
    g0=h-T*s0;
    umol=hmol-Ru*T;
    u=h-R*T;
end

```

8.3.6 Función para el cálculo del equilibrio

```

function
[fm,cp,h,u,M,sol,ysol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,ni
trogenos,T,P,X0)
    Ru=8.314; %cte universal gases ideales [J/mol.K]
    P0=10^5; %Presion estandar 1 bar
    [cpN2,hN2,uN2,~,~,~,~,~,~,gN2,~,MN2]=propiedades2(T,'N2');

[cpH2O,hH2O,uH2O,~,~,~,~,~,~,gH2O,~,MH2O]=propiedades2(T,'H2O');

[cpCO2,hCO2,uCO2,~,~,~,~,~,~,gCO2,~,MCO2]=propiedades2(T,'CO2');
[cpCO,hCO,uCO,~,~,~,~,~,~,gCO,~,MCO]=propiedades2(T,'CO');
[cpOH,hOH,uOH,~,~,~,~,~,~,gOH,~,MOH]=propiedades2(T,'OH');
[cpNO,hNO,uNO,~,~,~,~,~,~,gNO,~,MNO]=propiedades2(T,'NO');
[cpO2,hO2,uO2,~,~,~,~,~,~,gO2,~,MO2]=propiedades2(T,'O2');
[cpH2,hH2,uH2,~,~,~,~,~,~,gH2,~,MH2]=propiedades2(T,'H2');
[cpO,hO,uO,~,~,~,~,~,~,gO,~,MO]=propiedades2(T,'O');
[cpH,hH,uH,~,~,~,~,~,~,gH,~,MH]=propiedades2(T,'H');

%f=@() g/Ru/T+log(n/nG)+log(P/P0)+(nG-n)/nG
fN2=@(nN2,nG,LN) gN2/Ru/T+log(nN2/nG)+log(P/P0)+(nG-
nN2)/nG+2*LN;
fH2O=@(nH2O,nG,LH,LO) gH2O/Ru/T+log(nH2O/nG)+log(P/P0)+(nG-
nH2O)/nG+2*LH+LO;
fCO2=@(nCO2,nG,LC,LO) gCO2/Ru/T+log(nCO2/nG)+log(P/P0)+(nG-
nCO2)/nG+LC+2*LO;
fCO=@(nCO,nG,LC,LO) gCO/Ru/T+log(nCO/nG)+log(P/P0)+(nG-
nCO)/nG+LC+LO;
fNO=@(nNO,nG,LO,LN) gNO/Ru/T+log(nNO/nG)+log(P/P0)+(nG-
nNO)/nG+LN+LO;
fO2=@(nO2,nG,LO) gO2/Ru/T+log(nO2/nG)+log(P/P0)+(nG-
nO2)/nG+2*LO;
fH2=@(nH2,nG,LH) gH2/Ru/T+log(nH2/nG)+log(P/P0)+(nG-
nH2)/nG+2*LH;
fH=@(nH,nG,LH) gH/Ru/T+log(nH/nG)+log(P/P0)+(nG-nH)/nG+LH;
fO=@(nO,nG,LO) gO/Ru/T+log(nO/nG)+log(P/P0)+(nG-nO)/nG+LO;
fOH=@(nOH,nG,LH,LO) gOH/Ru/T+log(nOH/nG)+log(P/P0)+(nG-
nOH)/nG+LH+LO;

fc=@(nCO2,nCO) carbonos-nCO2-nCO;
fh=@(nH2O,nH2,nH,nOH) hidrogenos-2*nH2O-2*nH2-nH-nOH;
fo=@(nH2O,nCO2,nCO,nNO,nO2,nO,nOH) oxigenos-nH2O-2*nCO2-nCO-
nNO-2*nO2-nO-nOH;
fn=@(nN2,nNO) nitrogenos-2*nN2-nNO;
fGAS=@(nG,nN2,nH2O,nCO2,nCO,nNO,nO2,nH2,nH,nO,nOH) nG-nN2-
nH2O-nCO2-nCO-nNO-nO2-nH2-nH-nO-nOH;

```

```

% N2-1 H2O-2 CO2-3 CO-4 NO-5 O2-6 H2-7 H-8 O-9 OH-10
% nG-11 LC-12 LH-13 LO-14 LN-15
f=@(x)
[fN2(x(1),x(11),x(15));fH2O(x(2),x(11),x(13),x(14));fCO2(x(3),x(11),x(12),x(14));fCO(x(4),x(11),x(12),x(14));fNO(x(5),x(11),x(14),x(15));fO2(x(6),x(11),x(14));fH2(x(7),x(11),x(13));fH(x(8),x(11),x(13));fO(x(9),x(11),x(14));fOH(x(10),x(11),x(13),x(14));fc(x(3),x(4));fh(x(2),x(7),x(8),x(10));fo(x(2),x(3),x(4),x(5),x(6),x(9),x(10));fn(x(1),x(5));fGAS(x(11),x(1),x(2),x(3),x(4),x(5),x(6),x(7),x(8),x(9),x(10))];

a=carbonos/4;
if strcmp(X0,'Vacio')

X0=[a;a;a;a/10;a/10;a/10;a/10;a/10;a/10;a/10;15*a;10;10;10;10];
end
[sol,~]=solverequilibrio(f,X0);
ysol=sol(1:10)/sol(11);
if abs(sum(abs(ysol))-1)>1e-4
    disp('Equilibrio incorrecto')
end

%Programa completo: [N2,H2O,CO2,CO,NO,O2,H2,H,O,OH,comb]
M=sum(ysol.*[MN2;MH2O;MCO2;MCO;MNO;MO2;MH2;MH;MO;MOH]);
fm=ysol.*[MN2;MH2O;MCO2;MCO;MNO;MO2;MH2;MH;MO;MOH]/M;
h=sum(fm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH]);

cp=sum(fm.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH]);
u=sum(fm.*[uN2;uH2O;uCO2;uCO;uNO;uO2;uH2;uH;uO;uOH]);
end

```

8.3.7 Método de Newton para sistemas modificado

```

function [sol,err]=solverequilibrio(f,x0)
    iter=3000;
    tol=1e-5;
    n=length(x0);
    J=zeros(n,n);
    err=10;
    x=x0;
    dx=ones(n,1)*1e-8;
    for k=1:iter
        %crear jacobiano
        x2=x+dx;
        v=f(x);
        err=norm(v);
        if err<tol
            %disp(['Equilibrio resuelto. Iteraciones: '
num2str(k)])
            break
        end
        for i=1:n
            for j=1:n
                x3=x;
                x3(j)=x2(j);
                v2=f(x3);
                J(i,j)=(v2(i)-v(i))/dx(j);
            end
        end
        end

        if abs(det(J))<1e-10
            input(['Cuidado equilibrio: ' num2str(abs(det(J))])])
        end
        xi=x-J\v;
        for i=1:n
            if xi(i)>0
                x(i)=xi(i);
            else
                x(i)=0.95*x(i);
            end
        end
        end
        if k==iter
            disp(['Maximas iteraciones. Error = ' num2str(err)])
        end
        end
        end
    sol=x;
end

```

8.3.8 Función para el cálculo de la temperatura de llama adiabática

```

function
[Tb,sol,fm]=templlama(h1,carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,P
,X0,T00)
    dT=10;
    if strcmp(T00,'Vacio')
        T0=2500;
    else
        T0=T00;
    end
    if strcmp(X0,'Vacio')
        sol='Vacio';
    else
        sol=X0;
    end
    maxiter=250;
    %Metodo de Newton para resolver h2-h1=0
    for i=1:maxiter

[fm,cp,h2,~,~,sol]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrog
enos,T0,P,sol);
        if abs(h1-h2)<10^-4
            %disp(['Llama adiabatica encontrada: ' num2str(T0) '
Iteraciones: ' num2str(i)])
            break
        end
        if i==maxiter
            disp(['Max iteraciones temp. llama. Error: '
num2str(abs(h1-h2))])
        end

[~,~,h22,~,~]=equilibrio2(carbonos,hidrogenos,oxigenos,nitrogenos,
T0+dT,P,sol);
        T0=T0+(h1-h2)/(h22-h2)*dT;
        %T0=T0+(h1-h2)/cp;
    end
    Tb=T0;
end

```

8.3.9 Función para obtener la presión crítica

```

function P=presioncritica(fm,s1,h1,T,P,vM)
R=1000*8.314*sum(fm./vM);
dP=1000;
for i=1:200
    T1=Tisentropica(s1, fm, vM, P, 0.9*T);
    [cpcomb,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'C8H18');
    [cpH2O,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'H2O');
    [cpCO2,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'CO2');
    [cpO2,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'O2');
    [cpN2,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'N2');
    [cpCO,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'CO');
    [cpOH,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'OH');
    [cpNO,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'NO');
    [cpH2,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'H2');
    [cpO,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'O');
    [cpH,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T1, 'H');
    h=sum(fm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);

    cp=sum(fm.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH;cpco
    mb]);
    v=(2*(h1-h))^0.5;
    M=v/(cp*R/(cp-R)*T1)^0.5;

    T2=Tisentropica(s1, fm, vM, P+dP, T);
    [cpcomb,hcomb,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'C8H18');
    [cpH2O,hH2O,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'H2O');
    [cpCO2,hCO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'CO2');
    [cpO2,hO2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'O2');
    [cpN2,hN2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'N2');
    [cpCO,hCO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'CO');
    [cpOH,hOH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'OH');
    [cpNO,hNO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'NO');
    [cpH2,hH2,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'H2');
    [cpO,hO,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'O');
    [cpH,hH,~,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T2, 'H');
    h=sum(fm.*[hN2;hH2O;hCO2;hCO;hNO;hO2;hH2;hH;hO;hOH;hcomb]);

    cp=sum(fm.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH;cpco
    mb]);
    v=(2*(h1-h))^0.5;
    M2=v/(cp*R/(cp-R)*T2)^0.5;

    P=P-(M-1)*dP/(M2-M);
    if abs(1-M)<1e-6
        break

```

```
end
if i>199
    disp('Presion critica no encontrada')
end
end
end
```

8.3.10 Cálculo de la temperatura en la expansión isentrópica

```

function T=Tisentropica(s1, fm, vM, P, T)
R=1000*8.314*sum(fm./vM);
Pest=1e5;
for i=1:300
    [cpcomb,~,~,scomb,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'C8H18');
    [cpH2O,~,~,sH2O,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'H2O');
    [cpCO2,~,~,sCO2,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'CO2');
    [cpO2,~,~,sO2,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'O2');
    [cpN2,~,~,sN2,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'N2');
    [cpCO,~,~,sCO,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'CO');
    [cpOH,~,~,sOH,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'OH');
    [cpNO,~,~,sNO,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'NO');
    [cpH2,~,~,sH2,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'H2');
    [cpO,~,~,sO,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'O');
    [cpH,~,~,sH,~,~,~,~,~,~,~,~]=propiedades2(T, 'H');

    cp=sum(fm.*[cpN2;cpH2O;cpCO2;cpCO;cpNO;cpO2;cpH2;cpH;cpO;cpOH;cpco
    mb]);
    s=sum(fm.*[sN2;sH2O;sCO2;sCO;sNO;sO2;sH2;sH;sO;sOH;scomb]);
    T=T-(s-R*log(P/Pest)-s1)*T/cp;
    if abs(s-R*log(P/Pest)-s1)<1e-6
        break
    end
    if i>199
        disp('No se ha resuelto Temperatura adiabática')
    end
end
end
end

```

8.3.11 Cálculo del volumen de la zona quemada

```

function vol=radiovolumen(dpiston,hcamara,posicion,radio)
    %Volumen frente a radio para cámara de combustión cilíndrica
    con bujía
    %situada en el centro de la parte superior
    radiomax=(dpiston^2/4+(hcamara+posicion)^2)^0.5;
    if radio>radiomax
        radio=radiomax;
    end
    if radio<(dpiston/2)
        if radio<(hcamara+posicion)
            vol=2/3*pi*radio^3;
        else
            vol=2/3*pi*radio^3-pi/3*(radio-hcamara-
posicion)^2*(2*radio+hcamara+posicion);
        end
    else
        if radio<(hcamara+posicion)
            vol=pi*dpiston^2/4*(radio^2-
dpiston^2/4)^0.5+pi/3*(radio-(radio^2-
dpiston^2/4)^0.5)^2*(2*radio+(radio^2-dpiston^2/4)^0.5);
        else
            vol=pi*dpiston^2/4*(radio^2-
dpiston^2/4)^0.5+pi/3*(radio-(radio^2-
dpiston^2/4)^0.5)^2*(2*radio+(radio^2-dpiston^2/4)^0.5)-
pi/3*(radio-hcamara-posicion)^2*(2*radio+hcamara+posicion);
        end
    end
end
end

```

8.3.12 Calculo del volumen en función de la posición del cigüeñal

```
function vol=volumen(th)
    dmot=diccionario(1,1);
    l=dmot.l;
    Lbiela=dmot.Lbiela;
    X=1/2.*(1-cosd(th))+Lbiela.*(1-(1-
(1./2./Lbiela.*sind(th)).^2).^0.5);
    vol=dmot.V2+pi.*dmot.d.^2./4.*X;
end
```