



# MÁSTER EN INGENIERÍA DE AUTOMOCIÓN

## ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

### TRABAJO FIN DE MÁSTER

#### MODELO CINEMÁTICO-DINÁMICO 0-DIMENSIONAL DE UNA ZONA DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO PARA EL DISEÑO BASADO EN MODELOS (MBD) DE LA ECU EN MATLAB / SIMULINK

Autor: D. Roberto Moreno Gómez

Tutor: D. Álvaro Pérez Rodríguez

Tutor Colaborador: D. Ismael de la Cruz Ceinos

Valladolid, julio de 2016

Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing<sup>a</sup> Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce 59

47011 Valladolid  
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España



## **MODELO CINEMÁTICO-DINÁMICO 0-DIMENSIONAL DE UNA ZONA DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO PARA EL DISEÑO BASADO EN MODELOS (MBD) DE LA ECU EN MATLAB / SIMULINK**

### **RESUMEN BREVE**

La competitividad existente en el sector automovilístico lo sitúa en un estado de continua reducción de plazos y costes, aumentando la calidad, la seguridad y la tecnología.

Para lograrlo, en los últimos años la concepción numérica ha adquirido un importante papel, reduciendo el coste que implican los prototipos y permitiendo la realización de un número ilimitado de ensayos con su correspondiente reducción de tiempo.

Por otro lado, la electrónica, gracias a su evolución, posee prácticamente la totalidad del control del vehículo, aumentando la complejidad de las ECUs.

Al igual que en el proceso de concepción del automóvil, aumenta la importancia de una concepción y testeo numérico de las unidades de control, destacando la metodología de diseño basado en modelos, ejemplificándolo en este trabajo a través de la simulación del motor empleado en un Formula Student, para el posterior testeo del modelo de la ECU antes de su programación embebida.

## **KINEMATIC AND ZERO-DIMENSIONAL SINGLE ZONE DYNAMIC MODEL OF A SPARK IGNITION ENGINE TO A MODEL-BASED DESIGN (MBD) OF THE ECU IN MATLAB / SIMULINK**

### **SHORT ABSTRACT**

Because of competitiveness, the automotive industry needs to reduce continuously time and cost in the production on top of raising quality, safety and technology.

To achieve this, in recent years the numerical conception has acquired an important role, reducing the number of prototypes and allowing unlimited tests (lower time and cost).

Furthermore, electronics, thanks to its evolution, has almost the entire vehicle control, increasing the complexity of ECUs.

As in the car's conception, it increases the importance of numerical design and testing of control units, highlighting the methodology of model-based design, using this Master's Thesis as example throughout the simulation of a Formula Student engine for testing the ECU before its embedded programming.



# MODELO CINEMÁTICO-DINÁMICO 0-DIMENSIONAL DE UNA ZONA DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO PARA EL DISEÑO BASADO EN MODELOS (MBD) DE LA ECU EN MATLAB / SIMULINK

## RESUMEN EJECUTIVO

Como en otros sectores, la gran competitividad existente en el área de la automoción, lo sitúa en un estado de necesidad de mejora continua, con la consecuente reducción de plazos y costes, no solo manteniendo la calidad, sino aumentándola.

En los últimos años, estos objetivos se han logrado gracias a la concepción numérica, donde las simulaciones sustituyen a los prototipos evitando el alto coste que suponen y permitiendo la realización de un número ilimitado de ensayos con su correspondiente reducción de tiempo.

Por otro lado, la electrónica, gracias a su evolución, y debido a la necesidad de ofrecer al cliente nuevas y mejores funciones, adquiere cada vez un papel más importante dentro del automóvil, donde actualmente posee prácticamente la totalidad de su control, con lo que a medida que pasa el tiempo, las unidades electrónicas de control (ECUs) aumentan su número, aumentando también el número de funciones que cumplen dentro del vehículo, y la importancia de las mismas, llegando al punto de una conducción autónoma en un futuro próximo.

Este aumento provoca una mayor complejidad para su diseño y programación, por lo que, al igual que en el proceso de concepción del automóvil, aumenta la importancia de una concepción y testeo numérico de las unidades de control, destacando la metodología tratada en este proyecto, el diseño basado en modelos (Model-Based design).

Con motivo de promover estos y otros avances tecnológicos en el sector automovilístico, nace la Formula Student, también conocida como Formula SAE, una competición entre estudiantes de distintas universidades de todo el mundo donde los miembros del equipo diseñan, construyen, desarrollan y compiten en un monoplaza.

Siguiendo esta filosofía, el equipo de la Universidad de Valladolid, Pisuerga Sport, ha desarrollado el modelo que permitirá construir la ECU del motor. Con objeto de validar ese modelo en régimen transitorio, surge este proyecto, la simulación del motor empleado en el vehículo, aportando a la unidad electrónica las distintas respuestas que daría el motor en función de las señales que esta genere.

Para ello, se comienza situando al lector en el marco general del diseño basado en modelos, detallando a continuación los rasgos generales del modelo desarrollado para la ECU.

Seguidamente, se detallan las hipótesis y el software empleado, generando una idea preliminar del modelo, el cual se desarrollará en el punto siguiente, finalizando con el análisis de los resultados obtenidos y las conclusiones tras la elaboración del proyecto.

Como punto final se incluye la bibliografía empleada a lo largo de este trabajo.

# KINEMATIC AND ZERO-DIMENSIONAL SINGLE ZONE DYNAMIC MODEL OF A SPARK IGNITION ENGINE TO A MODEL-BASED DESIGN (MBD) OF THE ECU IN MATLAB / SIMULINK

## EXECUTIVE ABSTRACT

Because of competitiveness, the automotive industry is placed in a frame of continuous improvement. It always needs to raise the quality in addition to reduce the cost and time.

In recent years, these objectives have been achieved through numerical conception where simulations replace prototypes avoiding the high cost involved and allowing the realization of an unlimited number of tests with a corresponding reduction time.

As far as electronics is concerned, thanks to its evolution and because of the need to offer new and better features to the customers, it has a very important role in the car, which currently owns almost all of its control.

So that as time passes, electronic control units (ECUs), increase their number, raising the number of functions performed within the vehicle, and the importance of them, to the point of an autonomous driving in next future.

This growth causes more complexity to the design and programming, so, as in process design of the car, rising the importance of design and numerical testing of control units, highlighting the methodology treated in this project, the Model-Based design.

In order to promote these and other technological advances in the automotive industry, it was created the Formula Student, also known as Formula SAE, a competition between students from different universities around the world where team members design, build, develop and compete in a car.

Following this philosophy, the team from the University of Valladolid, Pisuerga Sport, has developed the model which will build the engine ECU. In order to validate this model, arises this project, the simulation of the engine used in the vehicle, sending the engine data to the electronic unit based on signals generated from it.

To do this, the Master Thesis begins putting the reader in the general framework of model-based design and it details the general features of the model developed for the ECU design.

After the development, hypothesis and software used be detailed, generating a preliminary idea of the model which will be developed in the next point, ending with the analysis of the results and conclusions.

As a final point, the bibliography used throughout this work is included.

## AGRADECIMIENTOS

*A la UVA y Fundación CIDAUT, por facilitar el acceso a un sector apasionante como lo es la automoción, en especial a Francisco Tinaut, por su dedicación.*

*Al profesorado que colaboró con el máster, en especial a Álvaro Pérez porque desafiar mi trabajo junto a sus consejos, lo hizo más robusto.*

*A Pisuerga Sport, por perseguir sueños imposibles, en especial a Ismael de la Cruz por regalarme la llave que tantos años estuve buscando.*

*A Luisa, Patricia y María, por su apoyo incondicional, constituyendo los pilares de mis éxitos.*

*A mi padre.*



# INDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1	ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN DEL TFM	1
1.2	OBJETIVOS	1
1.3	ALCANCE Y DESARROLLO DEL TFM	2
<b>2</b>	<b>ESTADO DE LA TÉCNICA</b>	<b>3</b>
2.1	SISTEMAS DE CONTROL	3
2.2	MECATRÓNICA	4
2.3	INGENIERÍA DE SOFTWARE	5
2.4	DISEÑO BASADO EN MODELOS	6
2.5	MODELOS MATEMÁTICOS	7
<b>3</b>	<b>METODOLOGÍA</b>	<b>9</b>
3.1	IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	9
3.1.1	ARQUITECTURA DE LA ECU	9
3.1.2	ESTRATEGIAS DE LA ECU	10
3.2	ELABORACIÓN DEL MODELO FÍSICO	11
3.3	SOFTWARE DE MODELADO	17
<b>4</b>	<b>DESARROLLO DEL MODELO</b>	<b>19</b>
4.1	MODELO CINEMÁTICO	19
4.1.1	CUERPOS	20
4.1.2	GRADOS DE LIBERTAD	24
4.1.3	SENSORES	25
4.1.4	ACTUADORES	26
4.2	MODELO DINÁMICO	27
4.2.1	MOTOR DE ARRANQUE	27
4.2.2	FUERZA DEL GAS	27
4.2.3	FRENO	38
4.3	SCRIPT DE VARIABLES INICIALES	39
<b>5</b>	<b>RESULTADOS Y ANÁLISIS</b>	<b>43</b>
5.1	MODELO CINEMÁTICO	43
5.2	MODELO DINÁMICO	47
<b>6</b>	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>55</b>
6.1	CONCLUSIONES PERSONALES	55
6.2	PRINCIPALES APORTACIONES DEL AUTOR DEL TFM	55
6.3	SUGERENCIAS PARA TRABAJOS FUTUROS	56
6.3.1	CONSTRUCCIÓN DE LA ECU	56
6.3.2	AUMENTO DE LA FIDELIDAD DEL MODELO	56
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>57</b>



## INDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Alcance del Trabajo Fin de Máster.....	1
Fig. 2. Sistema de control en lazo abierto.....	3
Fig. 3. Sistema de control en lazo cerrado.....	3
Fig. 4. Representación del reloj de agua (Ctesibios, 250 a. C.).....	3
Fig. 5. Representación del regulador centrífugo (James Watt, 1788).....	4
Fig. 6. Sinergia de la mecatrónica (Lennon, 2007).....	4
Fig. 7. Método-V (Osborne, Brummond, Hart, Zarean, & Conger, 2005).....	5
Fig. 8. Método-V aplicado al diseño basado en modelos.....	6
Fig. 9. Etapas de validación en el diseño basado en modelos.....	6
Fig. 10. Esquema simplificado del sistema de control de la ECU motor.....	7
Fig. 11. Esquema de la arquitectura de la ECU.....	9
Fig. 12. Estrategia de la ECU para situar el PMS.....	10
Fig. 13. Estrategia de la ECU para establecer el orden de encendido.....	10
Fig. 14. Estrategia de la ECU para estimar la posición.....	11
Fig. 15. Ejemplo del sistema de control de un motor de encendido provocado (Denton, 2004).....	11
Fig. 16. Representación del mecanismo biela-manivela.....	12
Fig. 17. Esquema para la obtención de "rcr" y "ZPMI".....	13
Fig. 18. Diagrama P-V de ciclo OTTO.....	15
Fig. 19. 4 Tiempos en un motor OTTO.....	16
Fig. 20. Ejemplo de generación de código MATLAB.....	17
Fig. 21. Ejemplo de diagrama de bloques con SIMULINK.....	17
Fig. 22. Módulos de la librería SIMULINK.....	18
Fig. 23. Ejemplo de bloques multicuerpos en SimMechanics.....	18
Fig. 24. Esquema de los ejes coordenadas absolutos.....	19
Fig. 25. Esquema de los cuerpos que componen el modelo.....	20
Fig. 26. Modelo SIMMECHANICS del chasis.....	20
Fig. 27. Modelo SIMMECHANICS del bloque motor.....	20
Fig. 28. Posición de cada uno de los puntos definidos en el bloque motor.....	21
Fig. 29. Orientación de cada uno de los puntos definidos en el bloque motor.....	21
Fig. 30. Modelo SIMMECHANICS del cigüeñal.....	21
Fig. 31. Definición de punto auxiliar en el cigüeñal.....	22
Fig. 32. Posición de cada uno de los puntos definidos en el cigüeñal.....	22
Fig. 33. Orientación de cada uno de los puntos definidos en el cigüeñal.....	22
Fig. 34. Modelo SIMMECHANICS de la biela.....	23
Fig. 35. Posición de cada uno de los puntos definidos en la biela.....	23
Fig. 36. Orientación de cada uno de los puntos definidos en la biela.....	23
Fig. 37. Modelo SIMMECHANICS del pistón.....	23
Fig. 38. Posición de cada uno de los puntos definidos en el pistón.....	23
Fig. 39. Orientación de cada uno de los puntos definidos en el pistón.....	24
Fig. 40. Modelo SIMMECHANICS de la unión chasis - bloque motor.....	24
Fig. 41. Modelo SIMMECHANICS de la unión bloque motor - cigüeñal.....	24
Fig. 42. Modelo SIMMECHANICS de la unión cigüeñal - biela.....	24
Fig. 43. Modelo SIMMECHANICS de la unión biela - grupo pistón.....	24
Fig. 44. Modelo SIMMECHANICS de la unión virtual grupo pistón - bloque motor.....	24
Fig. 45. Modelo SIMULINK del sensor en el cigüeñal.....	25
Fig. 46. Modelo SIMULINK del contador de vueltas.....	25

Fig. 47. Modelo SIMULINK para calcular la velocidad media.....	25
Fig. 48. Modelo SIMULINK del sensor en el pistón .....	26
Fig. 49. Modelo SIMULINK del motor de arranque .....	27
Fig. 50. Esquema general del modelo de la fuerza del gas.....	28
Fig. 51. Modelo SIMULINK del balance de potencia .....	30
Fig. 52. Ejemplo de singularidad. Orificio en un conducto, (Payri & Desantes, 2011) .....	31
Fig. 53. Modelo SIMULINK del gasto másico a través de admisión.....	32
Fig. 54. Modelo SIMULINK de la detección del estado del sistema .....	32
Fig. 55. Modelo SIMULINK para el cálculo del flujo.....	33
Fig. 56. Modelo SIMULINK para la resolución del gradiente infinito en flujos próximos a cero .....	34
Fig. 57. Modelo SIMULINK de la entalpía en función de la temperatura.....	35
Fig. 58. Modelo SIMULINK de la ley de liberación de calor.....	36
Fig. 59. Modelo SIMULINK de la correlación de Taylor .....	37
Fig. 60. Modelo SIMULINK para el dosado del motor.....	37
Fig. 61. Modelo SIMMECHANICS del freno para estabilizar el régimen de giro.....	38
Fig. 62. Gráfica: Coeficiente de fricción requerido para estabilizar el régimen de giro .....	38
Fig. 63. Visualización del modelo realizado en SimMechanics .....	43
Fig. 64. Gráfica: Señales procedentes del sensor del cigüeñal frente al tiempo (0.5s) .....	44
Fig. 65. Gráfica: Régimen de giro durante un ciclo.....	44
Fig. 66. Gráfica: Posición del pistón durante un ciclo .....	45
Fig. 67. Gráfica: Volumen de la cámara durante un ciclo .....	45
Fig. 68. Gráfica: Diferencial del volumen de la cámara durante un ciclo.....	45
Fig. 69. Gráfica: Velocidad del pistón durante un ciclo .....	46
Fig. 70. Gráfica: Aceleración del pistón durante un ciclo .....	46
Fig. 71. Gráfica: Ángulo de cada uno de los pistones durante un ciclo.....	46
Fig. 72. Modelo SIMULINK del simulador para la verificación del modelo dinámico .....	47
Fig. 73. Gráfica: Variables del simulador cinemático 1 frente al tiempo (0.6s) .....	47
Fig. 74. Gráfica: Variables del simulador cinemático 2 frente al tiempo (0.6s) .....	48
Fig. 75. Gráfica: Verificación del modelo de dosado frente al tiempo (0.1s) .....	48
Fig. 76. Gráfica: Duración de la combustión frente al régimen de giro.....	49
Fig. 77. Gráfica: Duración de la combustión frente al dosado relativo .....	49
Fig. 78. Velocidad de combustión laminar para distintos combustibles (Payri & Desantes, 2011).....	50
Fig. 79. Gráfica: Variables de la combustión frente al tiempo (0.2s) .....	50
Fig. 80. Gráfica: Fracción de calor liberado y su derivada frente a lo largo de un ciclo.....	51
Fig. 81. Gráfica: Entalpía de la mezcla en función de la temperatura .....	51
Fig. 82. Gráfica: Presión de entrada de flujo a lo largo del ciclo.....	51
Fig. 83. Gráfica: Área de paso de flujo a través de las válvulas durante un ciclo .....	52
Fig. 84. Gráfica: Tipo de flujo a lo largo del ciclo .....	52
Fig. 85. Gráfica: Relación entre el flujo másico y la apertura de las válvulas a lo largo de un ciclo .....	52
Fig. 86. Gráfica: Relación entre el flujo másico y la presión en la cámara a lo largo de un ciclo .....	53
Fig. 87. Gráfica: Relación entre la masa y el flujo másico a lo largo de un ciclo.....	53
Fig. 88. Gráfica: Relación entre la presión y la temperatura a lo largo de un ciclo .....	53
Fig. 89. Gráfica: Diagramas pV (izquierda) y pT (derecha) .....	54
Fig. 90. Gráfica: Variables del balance de potencia a lo largo del tiempo (0.1s) .....	54
Fig. 91. Gráfica: Reacción en el pistón debido a la fuerza de combustión.....	55
Fig. 92. Gráfica: Aceleraciones del pistón durante el ciclo variando el régimen del motor .....	56

## NOMENCLATURA

$A_{adm}$	Sección de la válvula de admisión	$m^2$
$A_{ef\_adm}$	Sección efectiva de la válvula de admisión	$m^2$
$A_{ef\_esc}$	Sección efectiva de la válvula de escape	$m^2$
$A_{esc}$	Sección de la válvula de escape	$m^2$
$A_p$	Área del pistón	$m^2$
$C_{d\_adm}$	Coefficiente de descarga de la válvula de admisión	-
$C_{d\_esc}$	Coefficiente de descarga de la válvula de escape	-
$c_1$	Grado de completitud del proceso de combustión	-
$c_2$	Parámetro de forma de la velocidad de combustión	-
$c_i$	Velocidad del fluido	$m\ s^{-1}$
$c_v$	Capacidad calorífica a volumen constante	$J\ Kg^{-1}\ K^{-1}$
$E_{cc}$	Energía total en la cámara de combustión	J
$E_{C\_cc}$	Energía cinética en la cámara de combustión	J
$E_{P\_cc}$	Energía potencial en la cámara de combustión	J
$F_g$	Fuerza ejercida por el gas en la cámara de combustión	N
FQL	Fracción de calor liberado durante la combustión	-
$g$	Aceleración gravitatoria	$m\ s^{-2}$
$h_i$	Entalpía específica del flujo	$J\ Kg^{-1}$
$h_{cc}$	Entalpía específica del gas en la cámara de combustión	$J\ Kg^{-1}$
$h_{pistón}$	Distancia en el pistón entre el centro de gravedad y la cara superior	m
$l_{biela}$	Longitud de la biela	m
$m_{adm}$	Masa de la mezcla introducida en el llenado	Kg
$m_{aire}$	Masa de aire introducida en el llenado	Kg
$m_{cc}$	Masa del gas en la cámara de combustión	Kg
$m_{comb}$	Masa de combustible inyectado	Kg
$m_i$	Masa de gas que entra o sale de la cámara de combustión	Kg
$\dot{m}_{adm}$	Flujo másico a través de la válvula de admisión	$Kg\ s^{-1}$

$\dot{m}_{ci}$	Flujo másico a través de la válvula en condiciones ideales	$\text{Kg s}^{-1}$
$\dot{m}_{esc}$	Flujo másico a través de la válvula de escape	$\text{Kg s}^{-1}$
$\dot{m}_i$	Flujo másico de la cámara de combustión	$\text{Kg s}^{-1}$
$\dot{m}_{iny}$	Flujo másico de combustible través del inyector	$\text{Kg s}^{-1}$
$\dot{m}_{real}$	Flujo másico real a través de la válvula	$\text{Kg s}^{-1}$
$N_2$	Porcentaje de nitrógeno en el aire	%
$n$	Régimen de giro instantáneo del motor	rpm
$n_{med}$	Régimen de giro medio del motor	rpm
$O_2$	Porcentaje de oxígeno en el aire	%
$p_{adm\_man}$	Presión manométrica en el colector de admisión	Pa
$p_{atm}$	Presión atmosférica	Pa
$p_{cc\_man}$	Presión manométrica del gas en la cámara de combustión	Pa
$p_{cc\_abs}$	Presión absoluta del gas en la cámara de combustión	Pa
$p_{esc\_man}$	Presión manométrica en el colector de escape	Pa
$p_{e\_abs}$	Presión absoluta de entrada del gas en una válvula	Pa
$p_{s\_abs}$	Presión absoluta de salida del gas de una válvula	Pa
PCI	Poder calorífico inferior del combustible	$\text{J Kg}^{-1}$
$p_{dc\_adm}$	Pérdida de carga en la válvula de admisión	Pa
PMI	Punto muerto inferior del pistón	m
PMS	Punto muerto superior del pistón	m
$\dot{Q}_{cc}$	Flujo de calor en la cámara de combustión	$\text{J s}^{-1}$
$\dot{Q}_R$	Calor liberado en el proceso de combustión	$\text{J s}^{-1}$
$\dot{Q}_W$	Transferencia de calor a través de las paredes	$\text{J s}^{-1}$
$r_{AF}$	Relación de aire-combustible	$\text{Kg}_{aire} \text{Kg}_{comb}^{-1}$
$r_{cr}$	Radio del eje de la muñequilla del cigüeñal	m
$R_g$	Constante universal de los gases ideales aplicada al gas	$\text{J Kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
$s$	Carrera del pistón	m
$T_{cc}$	Temperatura del gas en la cámara de combustión	K
$T_e$	Temperatura en la entrada del gas en una válvula	K

$t$	Tiempo	s
$t_{adm}$	Tiempo de llenado de la cámara de combustión	s
$t_{comb}$	Tiempo desde el comienzo de la combustión	s
$t_{iny}$	Tiempo de inyección de combustible	s
$U_{cc}$	Energía interna del sistema en la cámara de combustión	J
$u_{cc}$	Energía interna específica del sistema en la cámara de combustión	J Kg <sup>-1</sup>
$V_{cc}$	Volumen del gas en la cámara de combustión	m <sup>3</sup>
$v_{cc}$	Volumen específico del gas en la cámara de combustión	m <sup>3</sup> Kg <sup>-1</sup>
$V_{min}$	Volumen de la cámara de combustión en el PMS	m <sup>3</sup>
$v_x$	Velocidad instantánea del pistón “x”	m s <sup>-1</sup>
$\dot{W}_{cc}$	Flujo de trabajo realizado en la cámara de combustión	J s <sup>-1</sup>
$y_x$	Posición en el eje Y del plano medio del pistón “x”	m
$z_i$	Altura del fluido	m
$z_{biela\_x}$	Proyección en el eje Z de la biela	m
$z_{PMI}$	Distancia en el eje Z entre el PMI y el eje del cigüeñal	m
$z_{PMS}$	Distancia en el eje Z entre el PMS y el eje del cigüeñal	m
$z_{rcr\_x}$	Proyección en el eje Z del brazo del cigüeñal	m
$z_x$	Posición instantánea del pistón “x”	m
$\alpha_x$	Ángulo del cigüeñal relativo en el pistón “x”	deg
$\Delta\alpha_{comb}$	Ángulo de duración de la combustión	deg
$\beta_{cr}$	Punto crítico de bloqueo sónico	-
$\beta_x$	Ángulo de la biela con respecto al eje vertical del pistón “x”	deg
$\gamma$	Coefficiente de dilatación adiabática	-
$\gamma_x$	Ángulo de la biela con respecto al eje horizontal del pistón “x”	deg
$\Phi$	Dosado	Kg <sub>fuel</sub> Kg <sub>aire</sub> <sup>-1</sup>
$\chi$	Variable que define el tipo de flujo	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>

# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Antecedentes y justificación del TFM

La reducción de costes y plazos, unida a la complejidad que han adquirido las unidades electrónicas de control, ha generado la necesidad de una evolución hacia la programación embebida de los controladores.

Con objeto del desarrollo de un software complejo, se han generado una multitud de metodologías, donde la escogida para este proyecto, el diseño basado en modelos, requiere la verificación del correcto funcionamiento del controlador a lo largo de diferentes etapas de desarrollo (simulaciones “in the loop”). En esta metodología, y con objeto de solventar los problemas en las primeras etapas de diseño, es necesario testear el modelo del controlador frente a un modelo de la planta a lo largo de las primeras etapas de desarrollo.

En referencia a este trabajo, surge con el proyecto de la Asociación Pisuega Sport perteneciente a la Universidad de Valladolid. Esta asociación de estudiantes, tiene por objetivo el diseño y fabricación de un vehículo destinado a la competición Formula Student.

Para el diseño de la ECU del motor de encendido provocado que posee el monoplaza, Pisuega Sport apuesta por un diseño basado en modelos, para lo que se ha realizado el modelo del controlador que posteriormente se integrará mediante una programación embebida.

Tras una verificación del modelo del controlador en régimen estacionario con su correcto funcionamiento, se requiere una verificación de su funcionamiento para los transitorios durante cada ciclo, siendo indispensable generar un modelo que simule las variables del motor requeridas por la ECU.

## 1.2 Objetivos

Como se acaba de mencionar, el principal objetivo trata de desarrollar un modelo que simule el comportamiento del motor de combustión interna en función de las salidas de la ECU, generando las entradas requeridas por la misma para una realimentación, verificando así el funcionamiento del modelo del controlador en lazo cerrado.

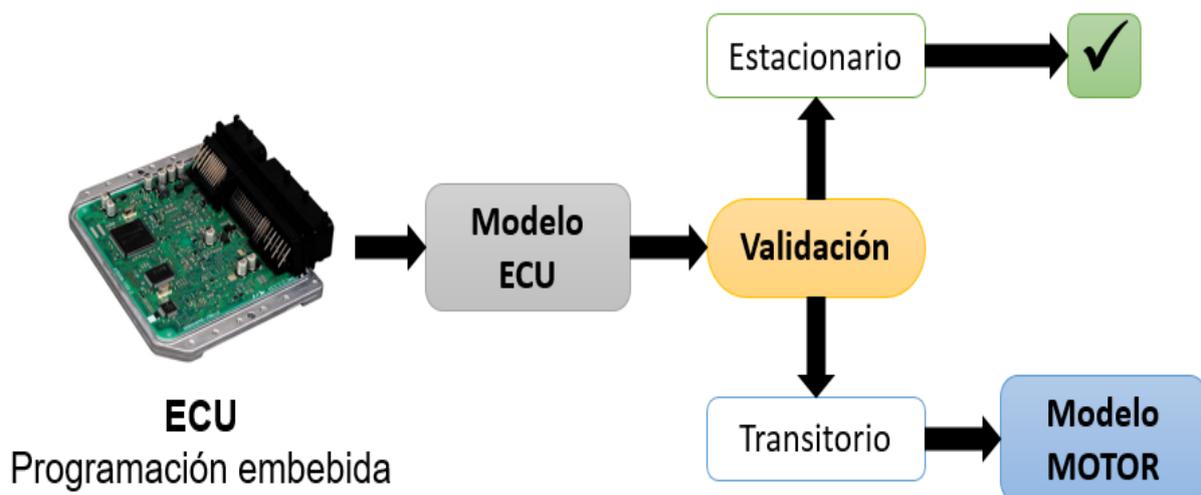


Fig. 1. Alcance del Trabajo Fin de Máster

Como se verá en el apartado 3.1.1, es necesario simular la señal del sensor de efecto Hall instalado en el cigüeñal junto a la presión del colector de admisión en función de la señal de los inyectores, de la señal de encendido que reciben las bujías y de la posición de la mariposa.

Como objeto más específico, se parametriza el modelo con objeto de aportar la suficiente flexibilidad que permita emplear indistintamente la parte cinemática o dinámica por separado en otros posibles usos, como se ejemplificará al final de este trabajo.

Gracias a este último objetivo, aparte de su principal finalidad, se ha empleado el modelo cinemático en un estudio de optimización del pistón de un motor de 3 cilindros.

### **1.3 Alcance y desarrollo del TFM**

Para abordar este trabajo, se comienza con una introducción al diseño basado en modelos, que sitúe al lector en un marco general de esta metodología, permitiendo la comprensión de su posterior desarrollo.

Previo a este desarrollo, se define el software por el que se ha optado, al igual que las hipótesis de simplificación elegidas para la realización del modelo así como sus condiciones iniciales.

Como sección principal de este Trabajo Fin de Máster, en el apartado 4 se describe el modelo realizado, distinguiendo para ello la parte cinemática de la parte dinámica.

Se finaliza el trabajo con el análisis de los resultados obtenidos, así como las principales conclusiones, seguidas de la bibliografía empleada.

## 2 ESTADO DE LA TÉCNICA

El diseño basado en modelos es una metodología que surge con objeto de hacer frente a las dificultades y complejidades inherentes al diseño de los sistemas de control, por lo que es necesario, en primera instancia, recurrir a los principios de la ingeniería de control.

### 2.1 Sistemas de control

Un sistema de control es un conjunto de dispositivos encargados de administrar, ordenar, dirigir o regular el comportamiento de otro sistema, con el fin de reducir las probabilidades de fallo y obtener los resultados deseados.

Existen dos tipos de sistemas de control, en lazo abierto o cerrado. En los primeros la salida se genera únicamente en función de la entrada, mientras que en los sistemas de lazo cerrado el control tiene en cuenta la salida generada por medio de una realimentación.



Fig. 2. Sistema de control en lazo abierto

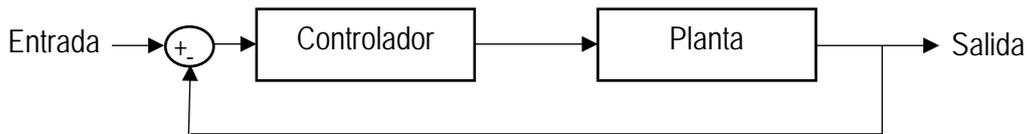


Fig. 3. Sistema de control en lazo cerrado

La idea de controlar procesos de forma automática se remonta a los orígenes de la civilización. La historia atribuye a Ctesibios el primer sistema de control automático con realimentación: Clepsydra, el reloj de agua.

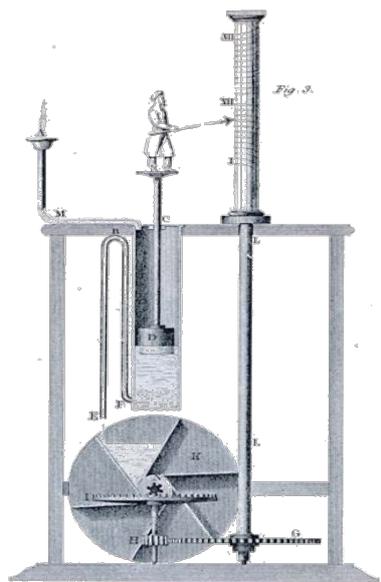


Fig. 4. Representación del reloj de agua (Ctesibios, 250 a. C.)

Este reloj basa su funcionamiento en un caudal de flujo controlado que llena un depósito, haciendo subir un flotador que marca las 12 horas del día o de la noche. Cuando este se llena, gracias al principio de los vasos comunicantes, el agua pasa a un segundo depósito, desplazando un paso de un engranaje cuya duración de vuelta es 365 días.

Diversos sistemas de regulación y control evolucionaron a lo largo de la historia, hasta encontrar otro gran salto evolutivo en 1788, con el regulador centrífugo incorporado en la máquina de vapor de James Watt, contribuyendo en gran parte a la primera revolución industrial.

Este regulador actúa sobre una válvula de control en función de la velocidad angular. Se compone de dos o más masas en rotación que tienden a alejarse del eje debido a la fuerza centrífuga, pero al hacerlo se oponen a un sistema de resorte o la fuerza de gravedad de a través de un sistema articulado.

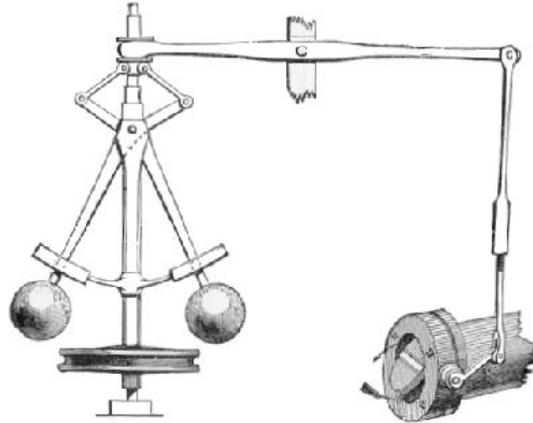


Fig. 5. Representación del regulador centrífugo (James Watt, 1788)

La evolución de la electrónica y la informática en las últimas décadas del siglo XX han sido la clave para la revolución que ha sufrido la Ingeniería de Control en los últimos años, dando lugar al origen de la mecatrónica.

## 2.2 Mecatrónica

El término mecatrónica es usado para describir la integración de sistemas de control basados en microprocesadores, sistemas eléctricos y sistemas mecánicos. Un sistema mecatrónico no es simplemente la unión de sistemas eléctricos y mecánicos, y es más que un simple sistema de control: es una integración completa de todo lo anterior.

Así, la mecatrónica se puede definir como una sinergia de las áreas tecnológicas relacionadas con sensores y sistemas de medición, sistemas de mando y de accionamiento, análisis del comportamiento de los sistemas, sistemas de control y sistemas de microprocesadores (Bolton, 2001).

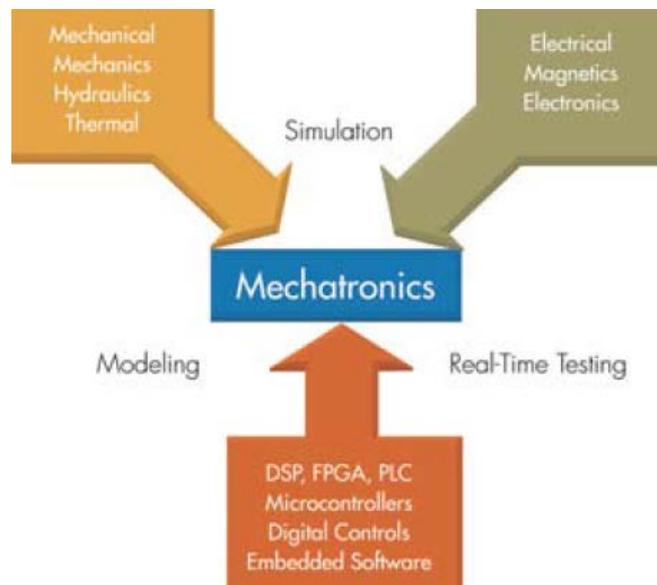


Fig. 6. Sinergia de la mecatrónica (Lennon, 2007)

Se puede establecer su origen en 1969, cuando Tetsuro Mori describió un sistema con componentes mecánicos y eléctricos que era controlado por un sistema integrado. Hoy en día, es complicado encontrar un dispositivo electromecánico que no posea algún tipo de sistema integrado. La mecatrónica ha facilitado el acceso a microprocesadores más complejos, reduciendo costes gracias al uso de sistemas embebidos.

Los avances en los últimos años de cada una de las ramas implicadas, especialmente de las tecnologías de la información y comunicación (TIC) han ofrecido la posibilidad de realizar complejos sistemas de control, creando la necesidad de buscar metodologías para el desarrollo de software.

## 2.3 Ingeniería de software

La ingeniería de software es la aplicación de un enfoque sistemático, disciplinado y cuantificable al desarrollo, operación y mantenimiento de software y el estudio de estos enfoques, es decir, la aplicación de la ingeniería al software.

Para ello es necesario una metodología aplicable al ciclo de vida desarrollo de producto. Actualmente existen varias como pudieran ser el modelo en cascada o el modelo en espiral. Para el diseño basado en modelos, la metodología empleada es el método-V.

El método-V es una representación gráfica del ciclo de vida de desarrollo del sistema. Define una metodología de gestión de proyectos creada por la Administración Federal alemana y de defensa. Su parte izquierda descompone las necesidades mientras que su parte derecha representa la integración y su verificación. Este método minimiza los riesgos, así como los costes totales del proyecto, mejorando y garantizando la calidad.

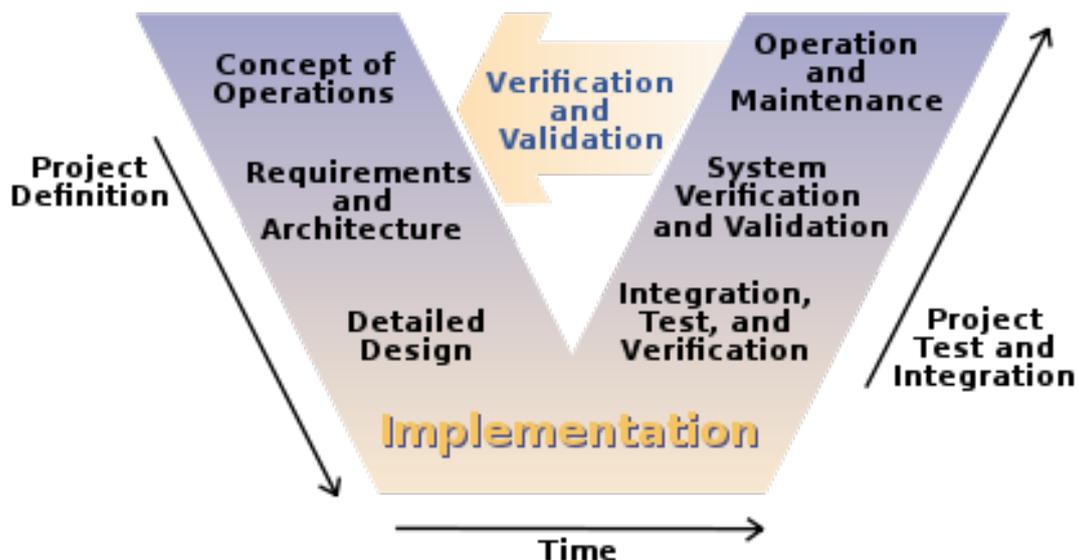


Fig. 7. Método-V (Osborne, Brummond, Hart, Zarean, & Conger, 2005)

En esta metodología, el diseño de software comienza antes de disponer de prototipos y sistemas físicos que estén disponibles, anticipando la corrección de errores tardía que reducan la ventana de oportunidades en los procesos tradicionales.

Por otro lado, el diseño de software tradicional se lleva a cabo mediante código de programación introducido manualmente por el desarrollador, creado a partir de requisitos y especificaciones, aumentando el tiempo de desarrollo y la posibilidad de error.

Tanto la automoción como la aeronáutica han llegado a desarrollar sistemas de control demasiado complejos para desarrollar y coordinar sin la creación de un entorno de diseño común a todos los desarrolladores involucrados, de donde surge el diseño basado en modelos (Krasner, 2004).

## 2.4 Diseño basado en modelos

El diseño basado en modelos proporciona un entorno de diseño único que permite a los desarrolladores utilizar un único modelo de todo su sistema para análisis de datos, visualización, testing y validación y la posibilidad de la generación de código automático.

Habilita a los desarrolladores a evaluar múltiples opciones, predecir la actuación del sistema, probar la funcionalidad imponiendo entradas o salidas y probar diferentes diseños a través de la simulación, permitiendo su uso incluso en aplicaciones de tiempo real.

El modelo completo puede ser visualizado por medio de diagrama de bloques y máquinas de estado. Dentro del modelo, los bloques representan operaciones matemáticas entre la entrada y la salida. Algunos bloques, llamados planta o proceso, representan el comportamiento natural del sistema mecatrónico. Por ejemplo, el modelo podría contener un bloque representando un motor eléctrico. El modelo matemático del motor podría ser simple, convirtiendo una entrada de tensión en una salida de par. Esto se podría complicar añadiendo otras entradas como temperatura o efectos de saturación magnética.

Una vez el modelo es construido y completamente probado, el código es generado automáticamente ahorrando el tiempo y coste de una programación manual.

La metodología que implica el diseño basado en modelos se basa en el método-V tratado anteriormente.

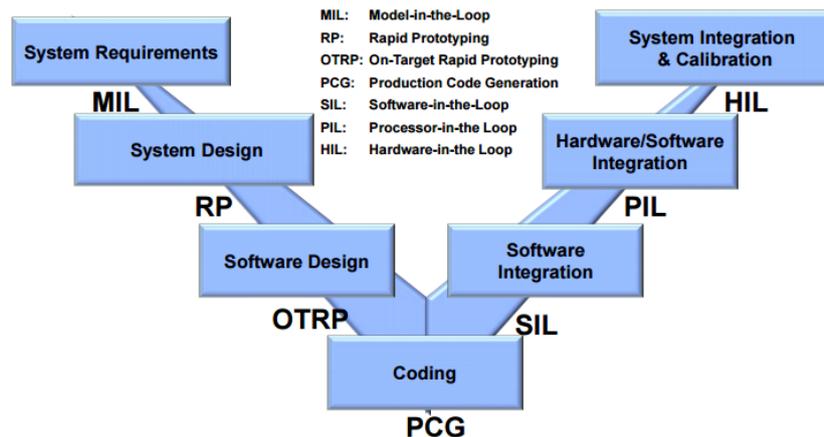


Fig. 8. Método-V aplicado al diseño basado en modelos

En el diagrama se pueden apreciar las diferentes etapas del desarrollo de software según la metodología de diseño basado en modelos. De modo simplificado, en una primera etapa (MiL), se busca desarrollar el modelo de la planta a través de datos experimentales, modelos matemáticos o una combinación de ambas, así como el diseño del controlador mediante una máquina de estado y/o diagrama de bloques.

A través de la simulación se verifica su funcionamiento para posteriormente generar automáticamente el código (PCG).

A partir de aquí la metodología trata de verificar el controlador paso a paso para su validación buscando posibles fallos. La diferencia entre las distintas etapas de integración se detalla en la siguiente tabla.

	Controlador	Planta
Model in the Loop (MiL)	Modelo	Modelo
Software in the Loop (SiL)	Código de programación	Modelo
Processor in the Loop (PiL)	Microcontrolador	Modelo
Hardware in the Loop (HiL)	ECU (tiempo real)	Máquina de tiempo real
Vehicle in the Loop (ViL)	ECU (tiempo real)	Vehículo

Fig. 9. Etapas de validación en el diseño basado en modelos

Gracias al diseño basado en modelos, los ingenieros pueden continuamente probar los diseños, chequear los requisitos y encontrar errores antes en el proceso de desarrollo, lo que implica mayor facilidad y menor coste para su corrección.

El objeto de este trabajo queda restringido a la primera etapa, y concretamente al diseño de la planta que permita el desarrollo de esta metodología para el diseño de la ECU del motor de un Formula Student, por lo que el desarrollo del mismo se traduce en la creación de un modelo matemático que simule las salidas del motor en función de las entradas establecidas por la ECU.

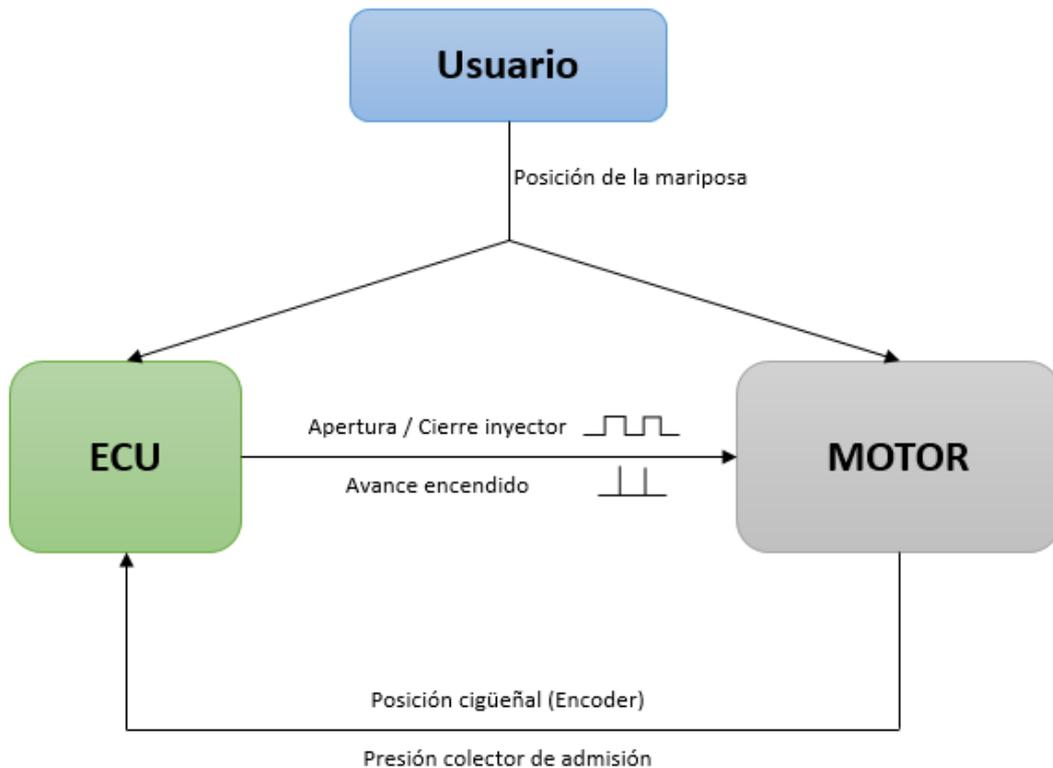


Fig. 10. Esquema simplificado del sistema de control de la ECU motor

## 2.5 Modelos matemáticos

*"Un modelo es un objeto, concepto o conjunto de relaciones, que se utiliza para representar y estudiar de forma simple y comprensible una porción de la realidad empírica"* (Ríos, 1995).

Las bases del diseño basado en modelos se sitúan en modelos matemáticos que describen las físicas del sistema. La relación entre la entrada y la salida de un sistema mecatrónico puede ser expresada mediante ecuaciones diferenciales ordinarias y ecuaciones diferenciales algebraicas en los denominados modelos heurísticos. Por ejemplo, para modelar un motor eléctrico, una ecuación diferencial ordinaria describe la relación entre el voltaje de entrada y el torque que genera el motor como salida.

El empleo de ecuaciones diferenciales para describir el comportamiento requiere involucrarse en múltiples disciplinas de ingeniería repletas de desafíos. Expresar el comportamiento matemáticamente requiere tener un amplio conocimiento de la física del sistema.

La realidad es que todos los sistemas mecatrónicos son no lineales y es necesario tener en cuenta la histéresis, fricción y efectos térmicos entre otros. Debido a estos efectos, el modelo pierde fidelidad frente al sistema real, por lo que cuando las matemáticas son demasiado complejas o requieren demasiado tiempo, se recurre a otros métodos como los modelos empíricos basados en la adquisición de datos de sistemas reales.

Con estos bloques se mejora la precisión en el comportamiento no lineal de algunos sistemas, aunque no aportan una visión completa de las físicas del sistema. La obtención de datos mediante ensayos ayuda a ajustar parámetros en los modelos como el coeficiente de fricción haciendo coincidir las salidas del modelo a las salidas del ensayo.

La flexibilidad del diseño basado en modelos permite desarrollar un modelo general e ir aumentando su fidelidad como progreso de desarrollo.

El diseño asistido por ordenador (CAD) genera una descripción estática, definiendo la geometría del sistema. El diseño basado en modelos incorpora los requisitos cinemáticos y dinámicos necesarios para describir el sistema. Con la ayuda de ambos, los ingenieros pueden investigar ampliamente en nuevos diseños y explorar nuevos conceptos sin la necesidad de elevadas inversiones en hardware. Por lo tanto el CAD permite incrementar la fidelidad del modelo, aportando la masa y propiedades de inercia del sistema (Lennon, 2007).

### 3 METODOLOGÍA

Como se ha mencionado previamente, el objetivo de este proyecto se establece en la primera fase del método-V aplicado al diseño basado en modelos, la simulación de la planta, concretamente la simulación de un motor de combustión interna de encendido provocado, que permita la verificación y validación del controlador en lazo cerrado. Por este motivo, a lo largo del presente apartado y del siguiente, se sigue la metodología generalizada para la construcción de modelos matemáticos.

#### 3.1 Identificación del problema

La necesidad surge con el diseño de la ECU del motor para el vehículo de Formula Student. Para ello, acorde al diseño basado en modelos, se diseña una máquina de estado que modela el controlador. Esa máquina de estado se verifica y valida en lazo abierto mediante diversas señales de entrada.

Como se explicó anteriormente en el apartado 2.4, es necesaria la simulación de la planta para continuar con la metodología, tanto para las verificaciones SiL, PiL y HiL (Fig. 9); como para la verificación en lazo cerrado MiL (Fig. 3).

##### 3.1.1 Arquitectura de la ECU

Para limitar el alcance del problema es fundamental esquematizar la arquitectura de la ECU para conocer las entradas y salidas a modelar, así como las estrategias realizadas por esta, para la posterior formalización del modelo.

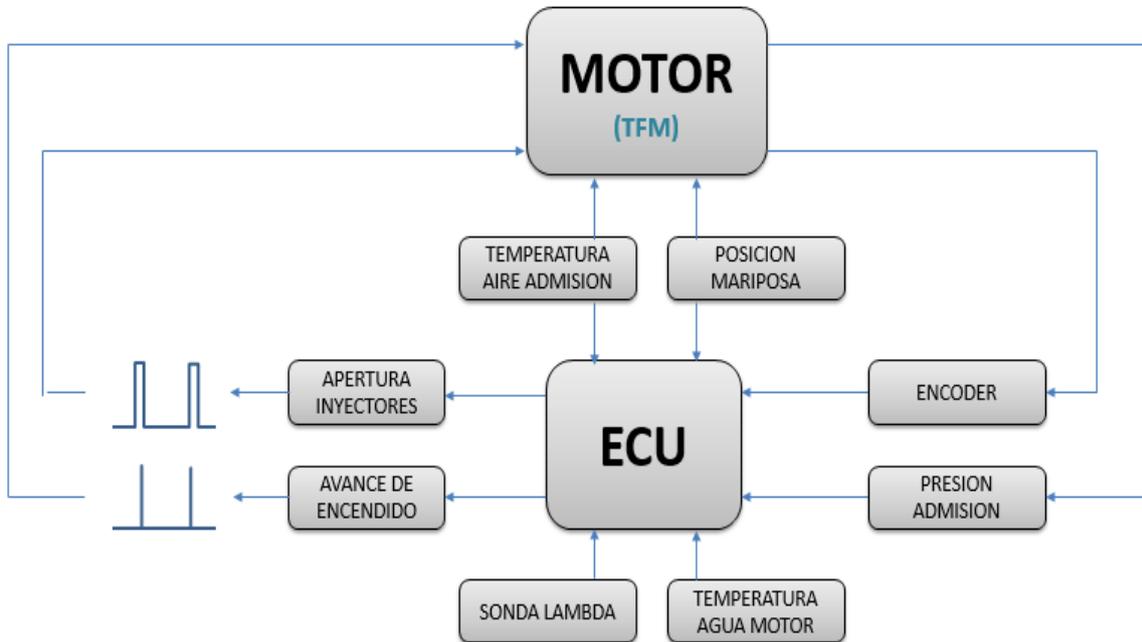


Fig. 11. Esquema de la arquitectura de la ECU

Como se aprecia en la figura anterior, el objetivo es realizar un modelo que simule la señal del encoder y del sensor de presión situado en el colector de admisión en función tanto de la señal recibida por los inyectores y las bujías procedente de la ECU, como de las señales de la posición de la mariposa establecida por el usuario y del sensor de temperatura exterior. Requeridas aunque no incluidas en este trabajo, serán las señales emitidas por la sonda lambda y del sensor de temperatura del refrigerante.

### 3.1.2 Estrategias de la ECU

En cuanto a las estrategias realizadas por la ECU, fundamentales para establecer posteriormente las hipótesis de simplificación son las siguientes:

#### 3.1.2.1 Situar el PMS

El primer dato que necesita saber la ECU, para aplicar sus estrategias, es conocer dónde se encuentra el Punto Muerto Superior. Para realizar este paso, algunos motores disponen de sensores, en este caso se establece en función de la señal recibida por el encoder.

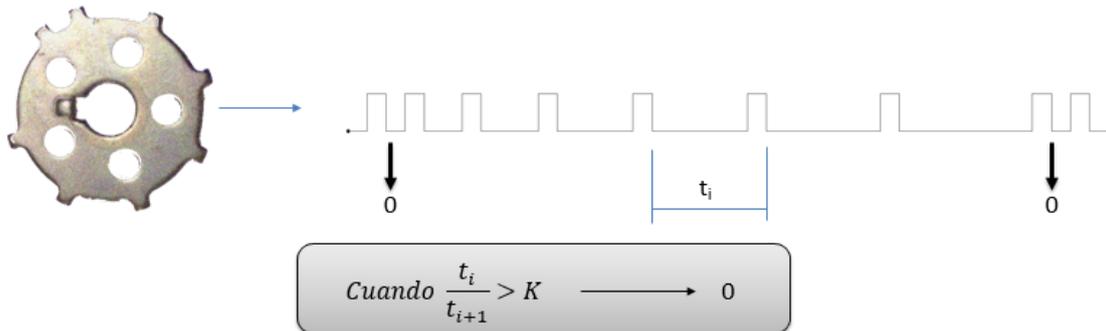


Fig. 12. Estrategia de la ECU para situar el PMS

A régimen constante, cuando pasa por el PMS, la relación entre cambios de señal consecutivos responde a un valor de K diferente al resto. Debido a las aceleraciones este valor de K es variable. Será necesario verificar que el valor de K escogido es válido para cualquier estado transitorio.

#### 3.1.2.2 Establecer el orden de encendido

Una vez conocida la posición de PMS, la ECU necesita saber en qué carrera se encuentra el pistón, distinguiendo entre admisión y expansión por un lado y compresión y escape por otro. Para ello se aplica el encendido en el PMS del pistón 1. Si el motor aumenta su régimen, este se encuentra en la carrera de expansión, de lo contrario repetirá la operación en la siguiente vuelta. Una vez establecida la carrera de expansión del pistón 1 y conociendo el orden de encendido, se establece la posición de cada uno de los pistones.

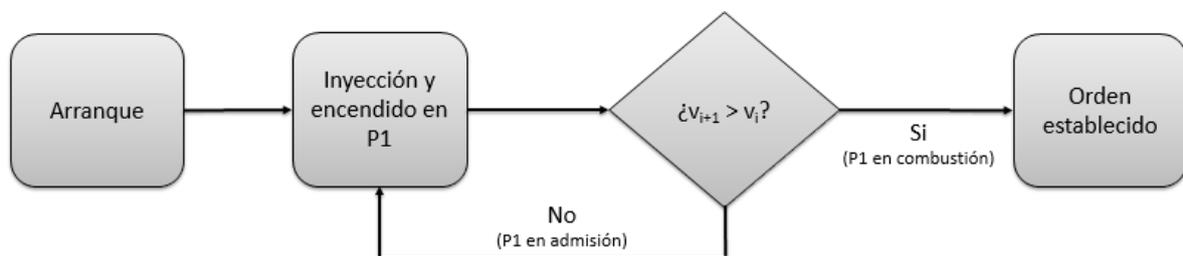


Fig. 13. Estrategia de la ECU para establecer el orden de encendido

#### 3.1.2.3 Estimar la posición instantánea

Finalmente, una vez que el motor se encuentra en funcionamiento, debido a que el encoder genera únicamente 7 pulsos por vuelta, la ECU requiere conocer la posición del cigüeñal con mayor precisión para lo que realiza una serie de estimaciones. Debido a la aceleración positiva o negativa del motor, estas estimaciones pueden generar problemas en el encendido, por lo que es necesario una corrección cada vez que obtiene el pulso del encoder.

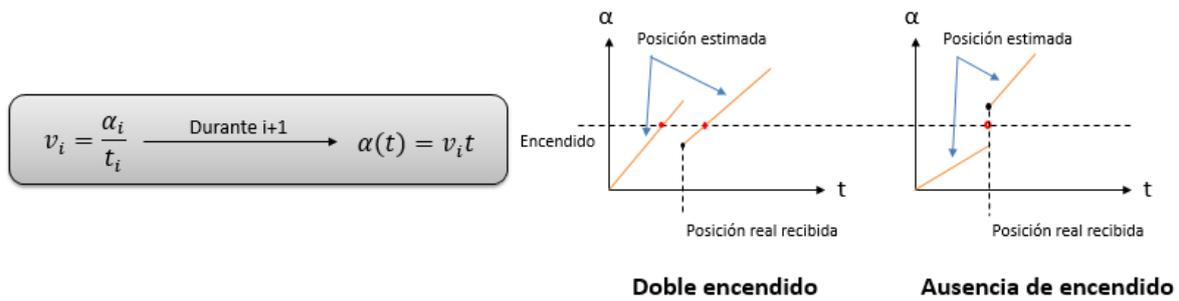


Fig. 14. Estrategia de la ECU para estimar la posición

En el caso de que el motor tenga una velocidad menor a la estimada, podría ocasionar la situación de un doble encendido, con los correspondientes problemas mecánicos que esto puede ocasionar. Por el contrario, en el caso que la velocidad estimada sea menor que la velocidad real, la actualización de la posición podría generar la ausencia del encendido durante el ciclo, con la respectiva pérdida de potencia.

### 3.2 Elaboración del modelo físico

El siguiente paso consiste en la realización a grandes rasgos del modelo físico, estableciendo las posibles hipótesis que ayudarán a simplificar el posterior modelo matemático. Se parte para ello de la representación del motor teniendo en cuenta el sistema de control.

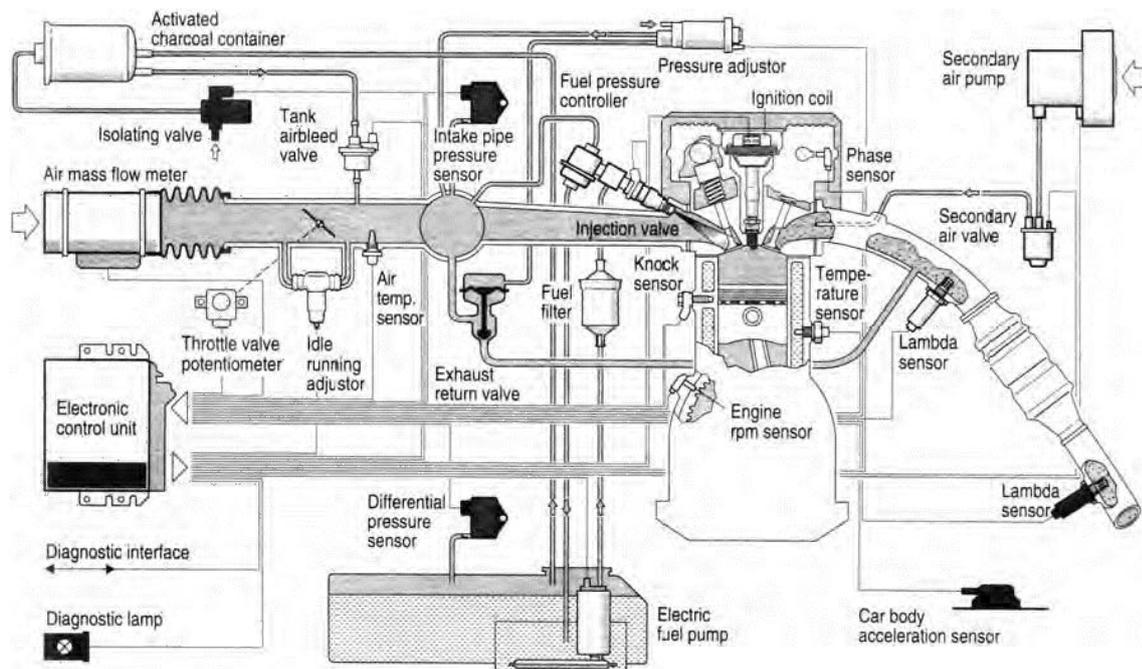


Fig. 15. Ejemplo del sistema de control de un motor de encendido provocado (Denton, 2004)

Como se ha visto en la Fig. 11, una de las entradas es la velocidad del cigüeñal, por lo que se comienza modelando el mecanismo y su cinemática, basada en el sistema biela-manivela. La aplicación de una fuerza sobre un pistón que se desplaza alternativamente a lo largo de un cilindro convierte ese movimiento lineal alternativo en un movimiento de rotación a través de la biela, haciendo girar el cigüeñal. Este proceso se repite para todos los cilindros que contenga el motor, independientemente de su disposición.

Estas variables cinemáticas serán obtenidas a través de la herramienta utilizada (en este caso MATLAB / SIMULINK), pero antes es necesario definir tanto la geometría del mecanismo como la posición inicial del mismo.

Por simplificación, se establece el pistón 1 en PMS, y conociendo el orden de encendido se fija la posición del resto de pistones. Al tratarse de un motor de 4 cilindros, la posición inicial del resto de pistones, teniendo en cuenta la hipótesis anterior, siempre recae en PMS o PMI, con lo que conociendo la carrera sería suficiente para posicionarlos, pero puesto que se desea establecer un modelo válido para diferentes usos, se parametrizan sus entradas para cualquier tipo de motor de encendido provocado, independientemente del número y disposición de sus cilindros.

Por el mismo motivo, hay que tener en cuenta que en algunos casos se desfasa el eje del cilindro con respecto al eje del cigüeñal, evitando posibles bloqueos al trasladar el PMS, al igual que puede descentrarse el bulón con objeto de reducir esfuerzos en la cara de empuje y por lo tanto ruidos y vibraciones.

Con esto nos queda el siguiente problema cinemático a representar.

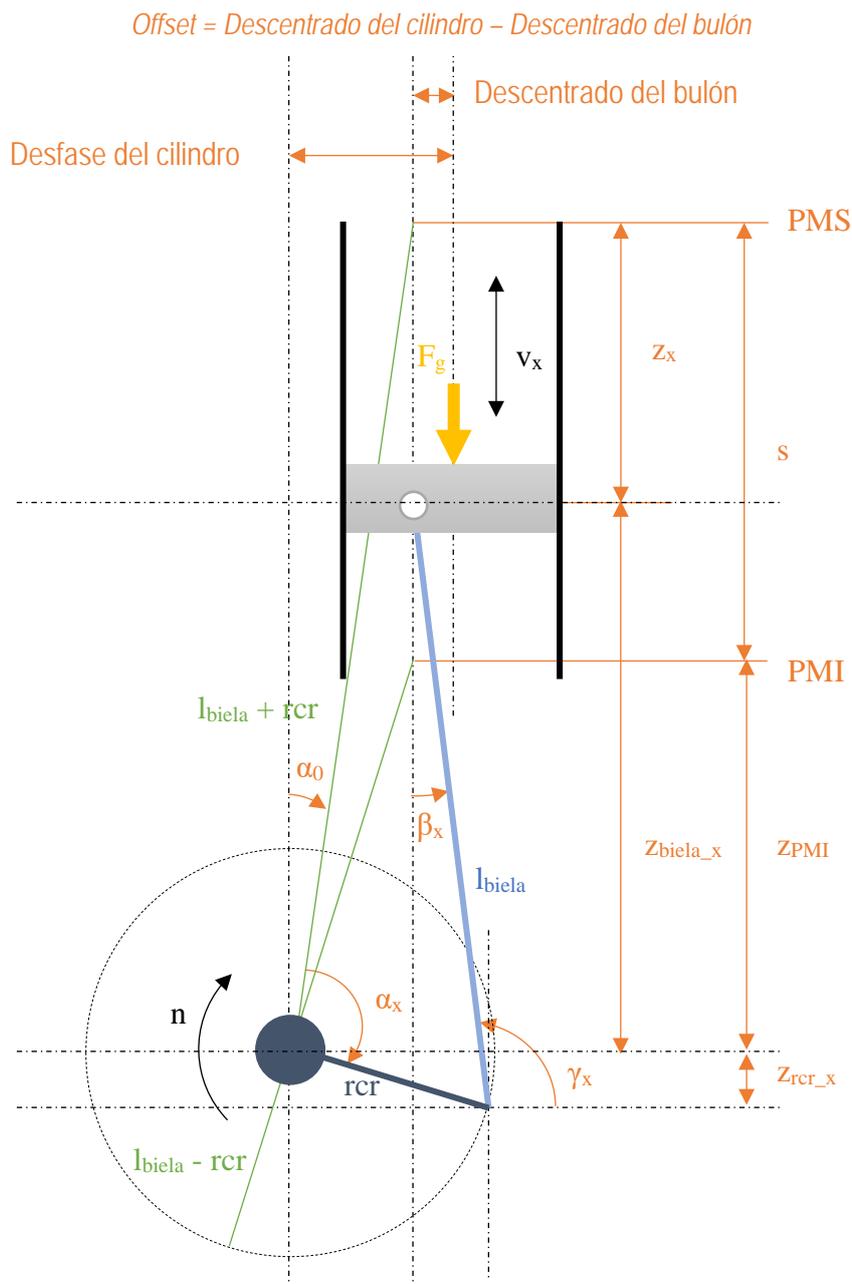


Fig. 16. Representación del mecanismo biela-manivela

Destacar que la longitud "rcr" en los motores cuyo eje de pistón no coincide con el eje de cigüeñal, no es igual a la mitad de la carrera. Se puede obtener esta distancia a través de CAD o, en su defecto, matemáticamente en función de la carrera, como ha sido el caso en este proyecto.

Con la longitud de la biela, la carrera, y los descentrados como únicos datos conocidos, la posición inicial se obtiene:

$$z_x = PMS - z_{rcr_x} - z_{biela_x} \quad [1]$$

$$z_x = PMI + s - z_{rcr_x} - z_{biela_x} \quad [2]$$

$$z_x = PMI + s - rcr \cos(\alpha_0 + \alpha_x) - l_{biela} \cos \beta_x \quad [3]$$

A continuación se desglosa la obtención de cada una de las variables a excepción de la carrera y la longitud de la biela, aportadas como datos de entrada.

Para obtener  $\beta_x$ ,

$$\sin \beta_x = \frac{rcr \sin(\alpha_0 + \alpha_x) - offset}{l_{biela}} \quad [4]$$

Para  $\alpha_0$  y  $\alpha_x$  como se ha mencionado, la posición que se supone como condición inicial sitúa al pistón 1 en PMS, por lo que  $\alpha_1 = \alpha_0$ .

$$\sin(\alpha_0) = \frac{Offset}{l_{biela} + rcr} \quad [5]$$

Conociendo el número de pistones el ángulo inicial de cada uno de los pistones será,

$$\alpha_x = \frac{720}{\text{número de pistones}} \text{posición orden de encendido} \quad [6]$$

Finalmente, para la obtención de  $z_{PMI}$  y  $rcr$ , simplificando el esquema anterior:

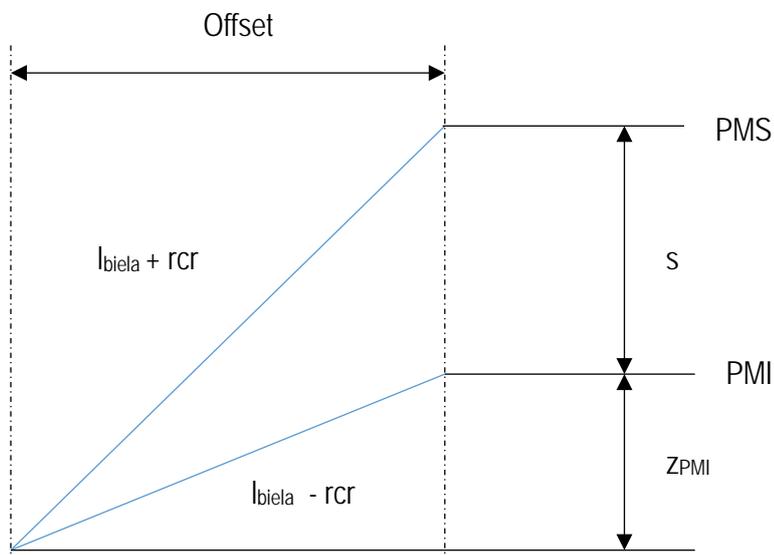


Fig. 17. Esquema para la obtención de "rcr" y "z<sub>PMI</sub>"

$$\begin{cases} (s + z_{PMI})^2 + offset^2 = (l_{biela} + rcr)^2 \\ z_{PMI} + offset^2 = (l_{biela} - rcr)^2 \end{cases} \quad [7]$$

$$\begin{cases} s^2 + z_{PMI}^2 + 2sx + offset^2 = l_{biela}^2 + rcr^2 + 2l_{biela}rcr \\ z_{PMI} + offset^2 = l_{biela}^2 + rcr^2 - 2l_{biela}rcr \end{cases} \quad [8]$$

Restando ambas ecuaciones

$$s^2 + 2SZ_{PMI} = 4l_{biela}rcr \quad [9]$$

$$rcr = \frac{s^2 + 2SZ_{PMI}}{4l_{biela}} \quad [10]$$

Y sustituyendo en la ecuación [8] para resolver el sistema

$$z_{PMI}^2 + offset^2 = l_{biela}^2 + \left(\frac{s^2 + 2SZ_{PMI}}{4l_{biela}}\right)^2 - 2l_{biela}\left(\frac{s^2 + 2SZ_{PMI}}{4l_{biela}}\right) \quad [11]$$

$$z_{PMI}^2 + offset^2 = l_{biela}^2 + \left(\frac{s^4}{16l_{biela}^2} + \frac{s^2z_{PMI}^2}{4l_{biela}^2} + \frac{s^3z_{PMI}}{4l_{biela}^2}\right) - \frac{s^2}{2} - SZ_{PMI} \quad [12]$$

Con objeto de simplificar, se establece  $K_0 = (s/2l_{biela})^2$

$$z_{PMI}^2 + offset^2 = l_{biela}^2 + \left(\frac{K_0s^2}{4} + K_0z_{PMI}^2 + K_0SZ_{PMI}\right) - \frac{s^2}{2} - SZ_{PMI} \quad [13]$$

$$K_0z_{PMI}^2 - z_{PMI}^2 + K_0SZ_{PMI} - SZ_{PMI} + \frac{K_0s^2}{4} + l_{biela}^2 - \frac{s^2}{2} - offset^2 = 0 \quad [14]$$

$$z_{PMI}^2(K_0 - 1) + z_{PMI}S(K_0 - 1) + l_{biela}^2 - offset^2 - \frac{s^2}{2}\left(1 - \frac{K_0}{2}\right) = 0 \quad [15]$$

$$K_1 = (K_0 - 1)$$

$$K_2 = s(K_0 - 1) \quad [16]$$

$$K_3 = +l_{biela}^2 - offset^2 - \frac{s^2}{2}\left(1 - \frac{K_0}{2}\right)$$

$$K_1z_{PMI}^2 + K_2z_{PMI} + K_3 = 0 \quad [17]$$

Obteniendo de este modo la distancia entre el eje del cigüeñal y el PMI, así como el radio en que sitúa el eje de la muñequilla del cigüeñal (rcr).

Para obtener el PMS basta con sumar la carrera (s) al PMI.

Con esto queda definido el mecanismo y su posición inicial. Posteriormente, en el apartado 4.1, se desarrolla el modelo cinemático en MATLAB.

El siguiente paso a definir es la dinámica que acciona el mecanismo, en este caso una fuerza alternativa (considerada puntual y aplicada en el punto medio de la superficie del pistón) debida a la presión del gas que se encuentra en el interior del cilindro, que se expande al producirse su combustión en un momento dado.

Para obtener la presión se recurre al balance de energía del ciclo MEP, considerando las siguientes hipótesis (Payri & Desantes, 2011):

- El gas encerrado se comporta como un gas ideal durante todo el ciclo. Para definir las constantes termodinámicas pertinentes se considera una mezcla homogénea de aire con 79% de nitrógeno y 21% de oxígeno mezclado en una relación de 14 a 1 con  $C_8H_{18}$ . Se obtiene así una constante R aplicada al gas de 243.38 J/KgK.
- El ciclo se considera un proceso isoentrópico. Se considera un coeficiente de dilatación adiabática  $\gamma = 1.4$ .
- La presión y temperatura es uniforme en la cámara de combustión.
- Se desprecian turbulencias y efectos fluidomecánicos como el swirl.
- Tampoco se tienen en cuenta los efectos de reflexión de ondas
- No son consideradas las pérdidas "blow-by", por lo que el flujo másico depende únicamente de los flujos de admisión y escape. Se considera una condición inicial de la masa de aire en cada cilindro, que se obtiene gracias a la ecuación general de los gases ideales.

$$m = \frac{pV}{R_g T} \quad [18]$$

El volumen se calcula multiplicando el área del pistón por la posición inicial más el volumen mínimo que se obtiene gracias a la relación de compresión del motor, facilitado como dato de entrada. La presión inicial se considera atmosférica y la temperatura igual a la del ambiente.

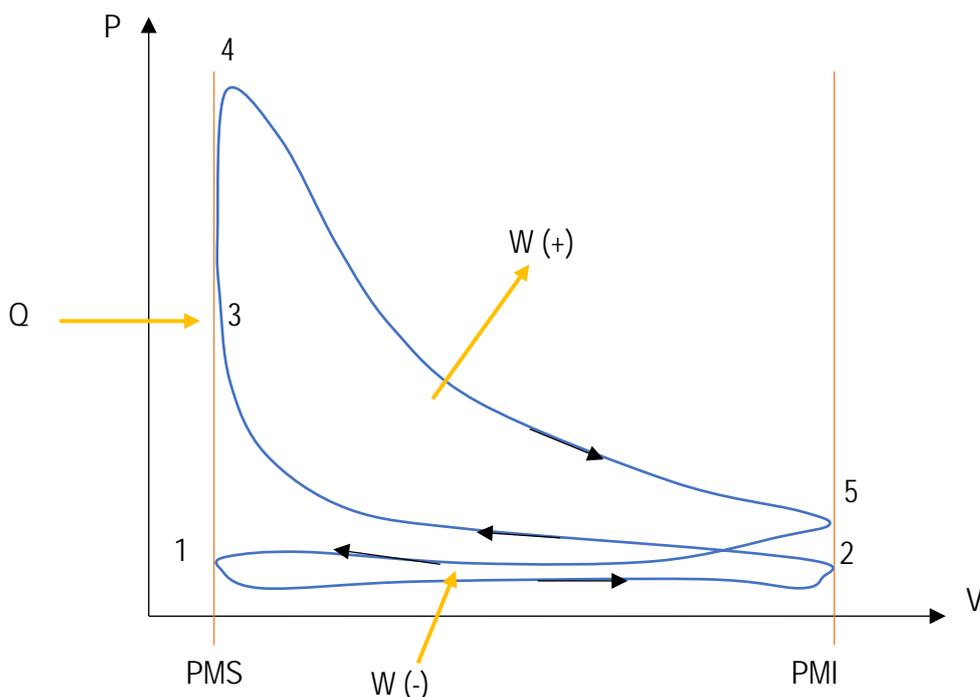


Fig. 18. Diagrama P-V de ciclo OTTO

Siguiendo el diagrama anterior, el ciclo se describe a continuación según la numeración indicada:

**1.- Admisión:** Una masa de aire fresco entra por el colector de admisión, en el caso del motor estudiado, al ser de aspiración natural, este movimiento de aire se debe a la presión de vacío generada en la cámara de combustión durante la carrera de admisión. La presión de entrada vendrá definida por la presión atmosférica, o en otro posible caso de estudio, la sobrepresión producida en la admisión debida a la velocidad del vehículo. Como en todo motor de encendido provocado, la cantidad de aire que entra al motor queda condicionada por la posición de la mariposa, que se incorporará como un coeficiente de descarga en función de la entrada deseada.

Este coeficiente de descarga se obtendrá en un estudio paralelo mediante CFD fuera del alcance de este trabajo, teniendo en cuenta la geometría del colector, material, y los diferentes dispositivos que intervengan a lo largo del recorrido como pudiera ser el filtro de admisión o el restrictor.

**2.- Compresión:** Tras cerrarse la válvula de admisión, comienza a comprimirse el gas en un proceso considerado isoentrópico, hasta el momento en que la bujía provoca el encendido, en un punto próximo al PMS.

**3.- Encendido:** En función de las estrategias de la ECU, en el momento preciso, se produce la chispa que inicia la reacción exotérmica. Esto produce un aumento de presión en el gas que es causante de la fuerza que genera el movimiento del motor. El momento de encendido, así como la forma en que se libera el calor (FQL), influenciará directamente la velocidad del cigüeñal instantánea durante cada ciclo, por lo que se modelará según la Ley de Wiebe, la correlación de Taylor, en función de las entradas aportadas por la ECU: la señal eléctrica que reciben los inyectores y las bujías.

**4.- Expansión:** Debida a la presión del gas, empujando el pistón hacia el PMI. Al igual que la compresión, se considera un proceso adiabático.

**5.- Escape:** Se abre la válvula de escape para la evacuación de los gases quemados, y la posterior renovación del gas para iniciar un nuevo ciclo. Al igual que en la admisión será necesario calcular paralelamente a este trabajo los coeficientes de descarga generados en el sistema de escape del motor.

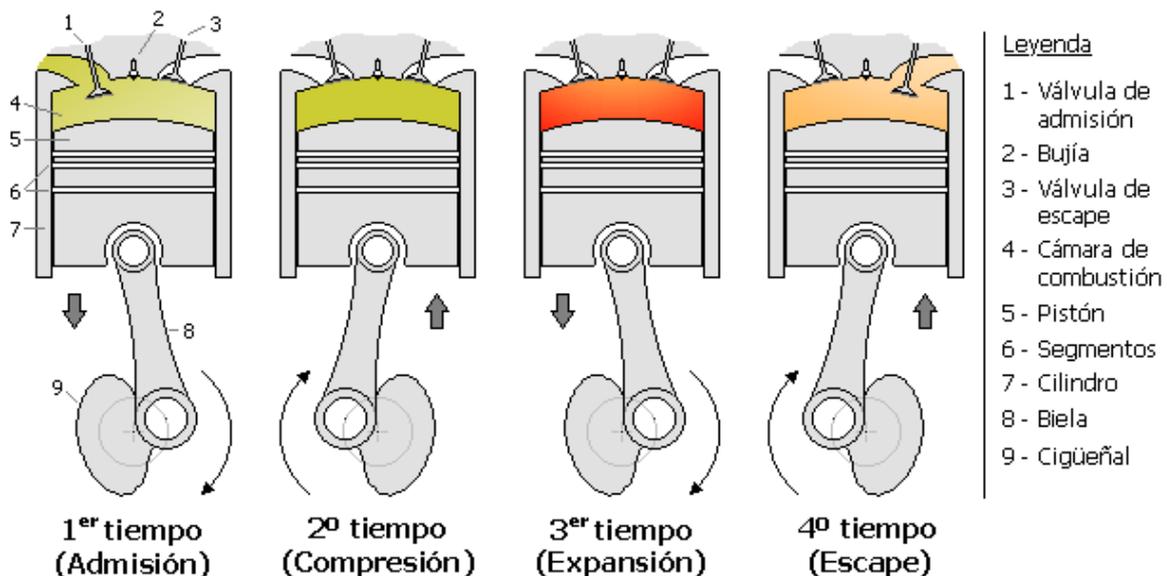


Fig. 19. 4 Tiempos en un motor OTTO

Para que el motor pueda mantenerse gracias a la combustión es necesario alcanzar unas revoluciones mínimas, por lo que se simula el motor de arranque como un par constante aplicado en el cigüeñal, hasta que alcance las revoluciones máximas del motor eléctrico, momento en que se deja de aplicar el par.

Al no incluir ninguna resistencia, es preciso incluir un freno que estabilice el régimen de giro del motor. Para ello se incluye una fuerza de rozamiento, que relacionará la velocidad estabilizada de giro con un coeficiente de rozamiento  $\mu$ .

### 3.3 Software de modelado

Para la elección del programa informático en el que se desarrollará el modelo, es necesario partir del objetivo final más allá de los objetivos de este trabajo. Este trata la obtención de la ECU que controlará el motor del vehículo Formula Student.

Como todo microprocesador, su construcción requerirá un proceso de programación que en el caso de una centralita es un proceso lento y complejo. Con este motivo se recurre a MATLAB, una herramienta muy completa para el modelado que permite un ilimitado número de posibilidades, así como la creación de una máquina de estado donde se definan las estrategias de la ECU y la generación automática de código embebido; permitiendo seguir la metodología del diseño basado en modelos.

MATLAB (MATrix LABoratory) es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio (Lenguaje M). La posibilidad de implementar algoritmos, y la generación del código en lenguaje C, lo convierte en una elección idónea.

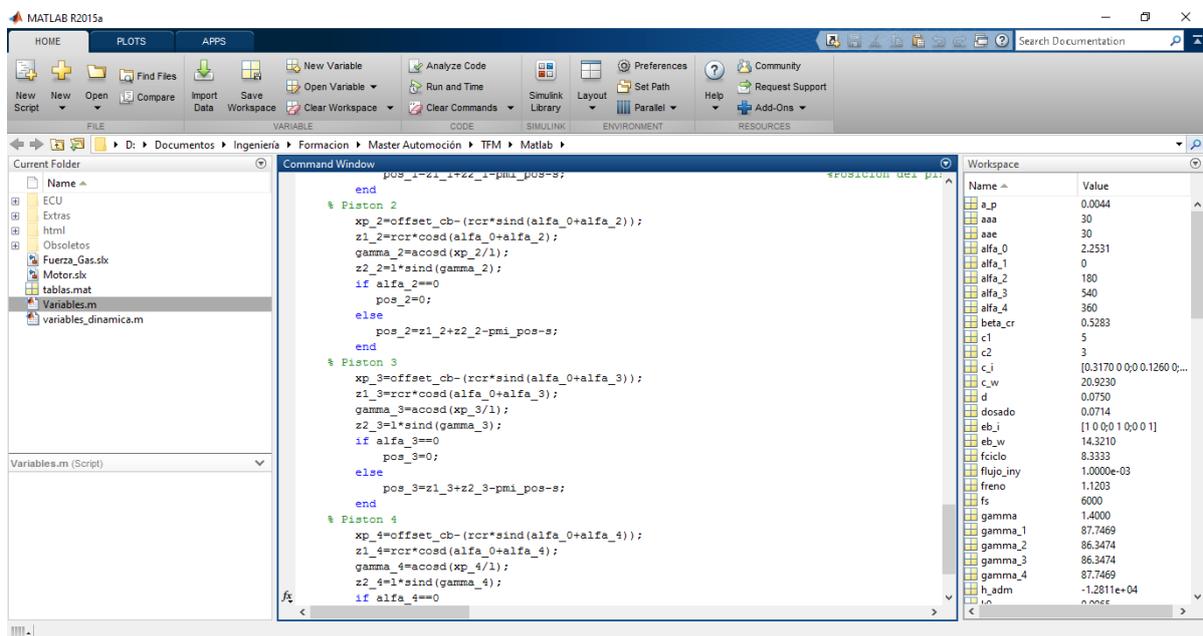


Fig. 20. Ejemplo de generación de código MATLAB

Para simplificar el diseño, MATLAB cuenta con una herramienta de simulación multidominio, SIMULINK. Este permite el modelado y simulación de sistemas dinámicos a través de diagramas de bloques.

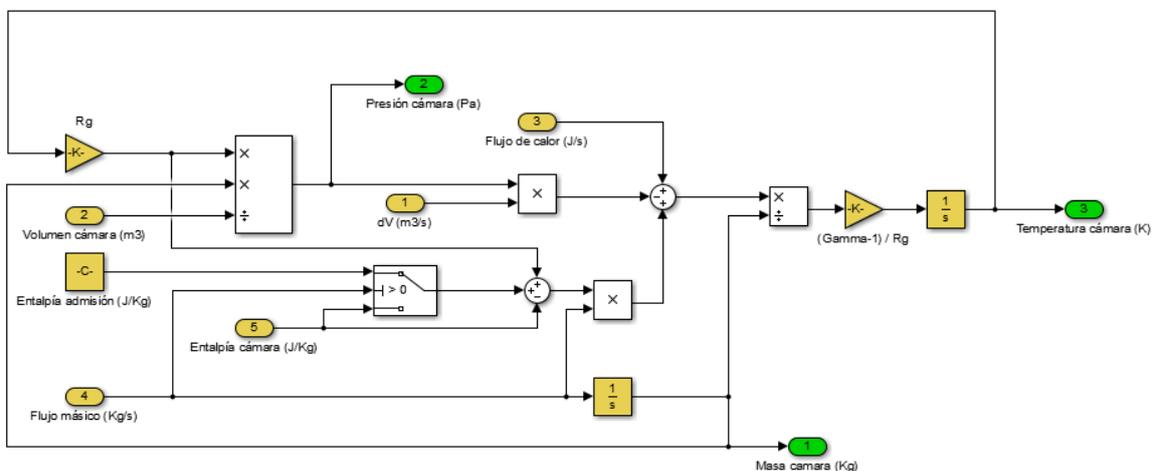


Fig. 21. Ejemplo de diagrama de bloques con SIMULINK

La complejidad de ciertos sistemas a modelar ha llevado a MATLAB a crear distintos módulos con los que han ido solventando las limitaciones de SIMULINK, como el módulo Stateflow, gracias al cual se puede crear la máquina de estado de la unidad de control.

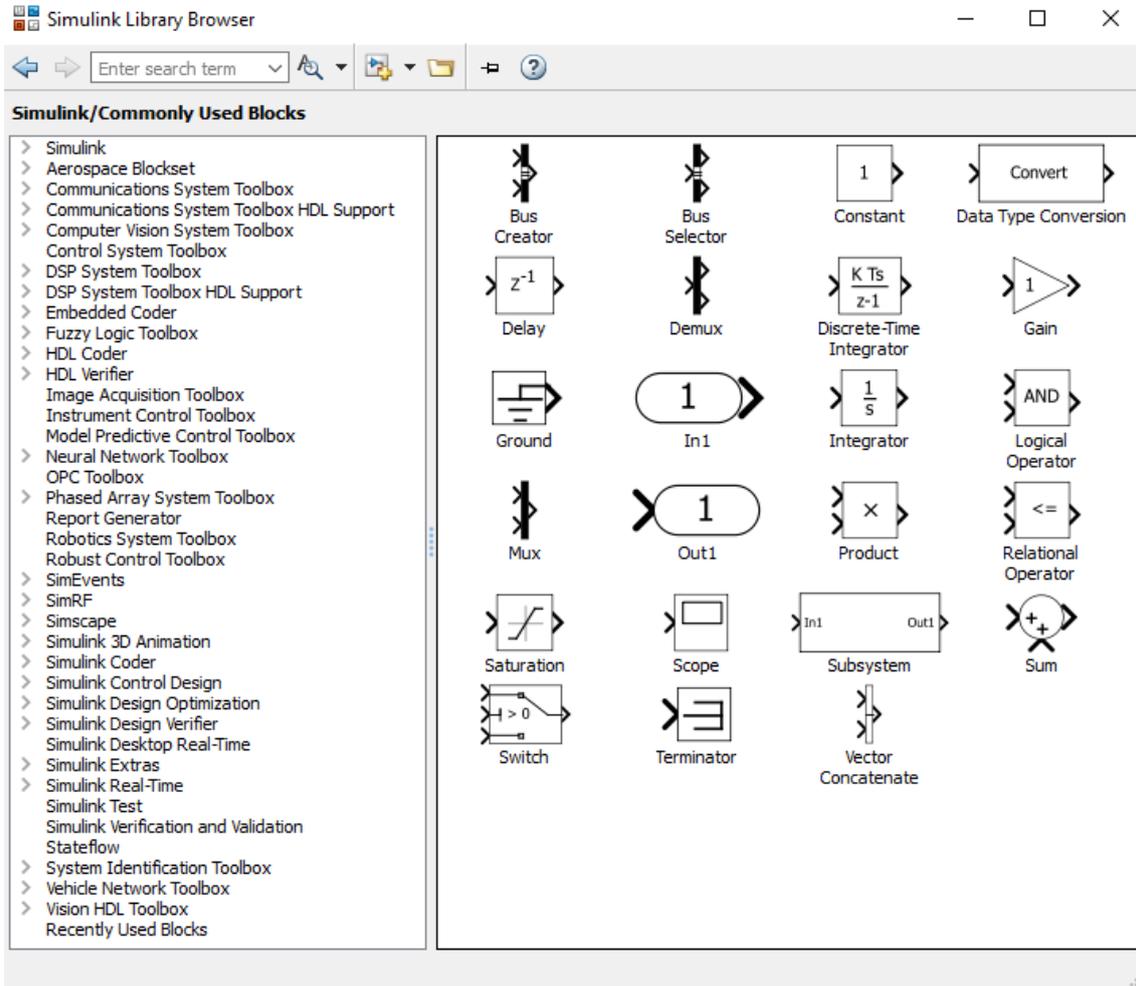


Fig. 22. Módulos de la librería SIMULINK

En el caso de este proyecto, el módulo principalmente empleado, junto a los bloques ofrecidos por SIMULINK, es SIMSCAPE, que facilita el trabajo a la hora de crear sistemas físicos, y más concretamente el submódulo SimMechanics, el cual permite la creación de modelos multicuerpos en tres dimensiones, permitiendo entre otros la obtención de variables cinemáticas. SimMechanics permite la importación de los archivos CAD para ofrecer la visualización del mecanismo.

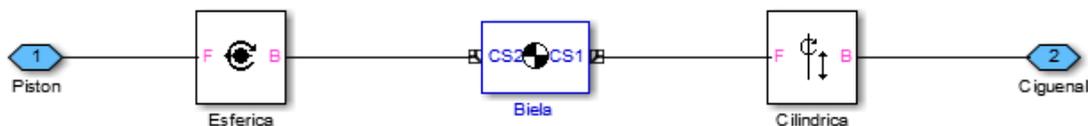


Fig. 23. Ejemplo de bloques multicuerpos en SimMechanics

Una vez establecidos los datos de entrada, el solver elegido realizará un proceso iterativo, obteniendo la respuesta del sistema en función del tiempo, y registrando los datos solicitados para el posterior análisis tras el cálculo.

## 4 DESARROLLO DEL MODELO

El desarrollo del modelo se subdivide en dos apartados, comenzando por el modelo cinemático que representará el movimiento principal del motor, obteniendo posiciones, velocidades y aceleraciones de cualquier punto del mismo.

Destaca como salida la velocidad en el cigüeñal que se enviará a la ECU simulando la señal del encoder. Otras salidas como el volumen de la cámara, requeridas por el modelo dinámico, también se obtienen de este modelo.

El modelo dinámico, además de aportar al modelo cinemático las fuerzas que definen el movimiento, enviará a la ECU la presión en el colector, requerida para completar sus estrategias.

### 4.1 Modelo cinemático

Con objeto de otros posibles usos del modelo, se realiza un diseño parametrizado, dotándolo de la flexibilidad suficiente para una rápida adaptación a cualquier tipo de motor de combustión, independientemente del número y disposición de sus cilindros.

Como referencia se parte del chasis, utilizando el sistema de coordenadas empleado para el diseño de componentes en el resto del vehículo y, en este caso, estableciendo el origen en el eje de giro del cigüeñal, a la altura del plano medio del primer apoyo bloque-cigüeñal (lado distribución).

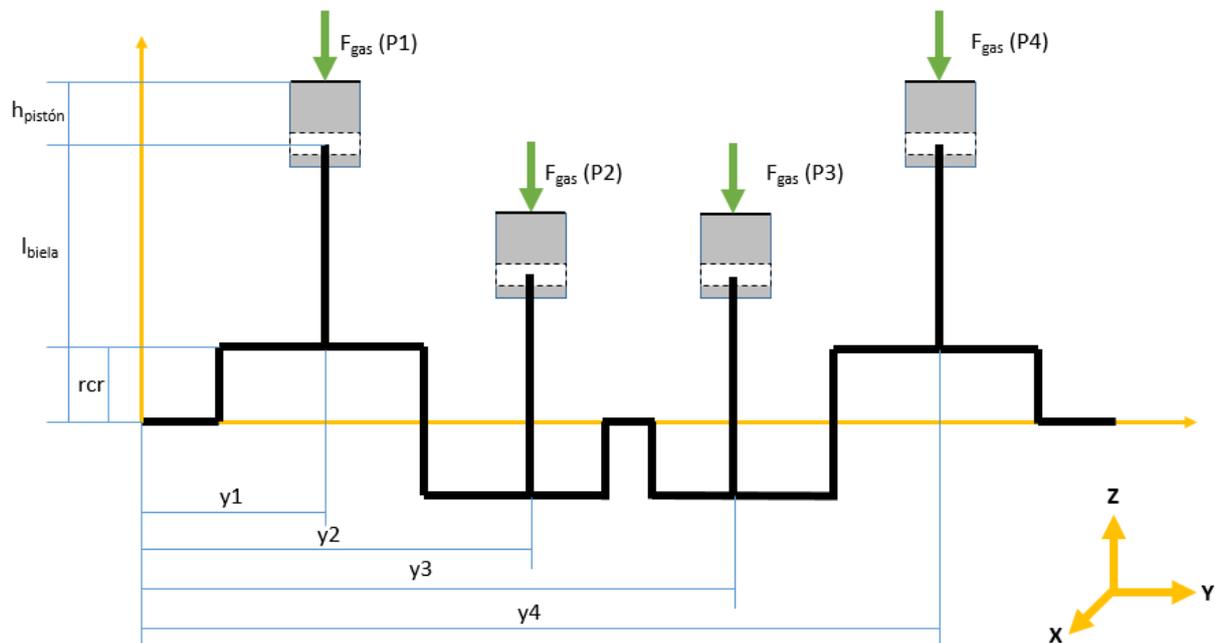


Fig. 24. Esquema de los ejes coordenadas absolutos

Como posición inicial, se fija el pistón 1 en el PMS tras finalizar la carrera de escape, estableciéndolo como el ángulo  $0^\circ$  del cigüeñal en un intervalo de  $720^\circ$  equivalente a dos vueltas del cigüeñal.

Conociendo el orden de encendido (1-3-4-2), se establece la posición inicial del resto separándolos  $180^\circ$  entre ellos.

A continuación se detalla la definición de los datos para cada uno de los cuerpos y uniones. Finalmente se definen los sensores y actuadores modelados.

## 4.1.1 Cuerpos

Se comienza el desarrollo del modelo cinemático definiendo cada uno de los cuerpos que se han considerado.



Fig. 25. Esquema de los cuerpos que componen el modelo

Para cada uno de ellos será necesario definir la masa, el tensor de inercia y la posición y orientación de ejes en los puntos de unión de cuerpos, en el centro de gravedad de cada cuerpo, y en los puntos de aplicación de fuerzas. Todos estos datos se incluirán como variables para que, ante un cambio de motor, baste con reemplazar los datos en un script.

Para la ejecución del modelo para el motor de Fórmula Student, se obtienen todos estos datos desde la geometría 3D con la ayuda de CATIA V5.

### 4.1.1.1 Chasis

Al considerar el chasis como referencia, no se requieren más datos que la dirección de la gravedad, la cual se asigna al eje Z.

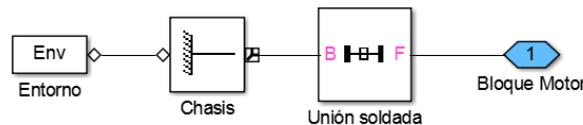


Fig. 26. Modelo SIMMECHANICS del chasis

### 4.1.1.2 Bloque motor

El bloque se fija mediante unión soldada al chasis, por lo que su masa, inercia y posición del centro de gravedad, son irrelevantes para la cinemática, a pesar de ello, se parametrizan como el resto de variables.

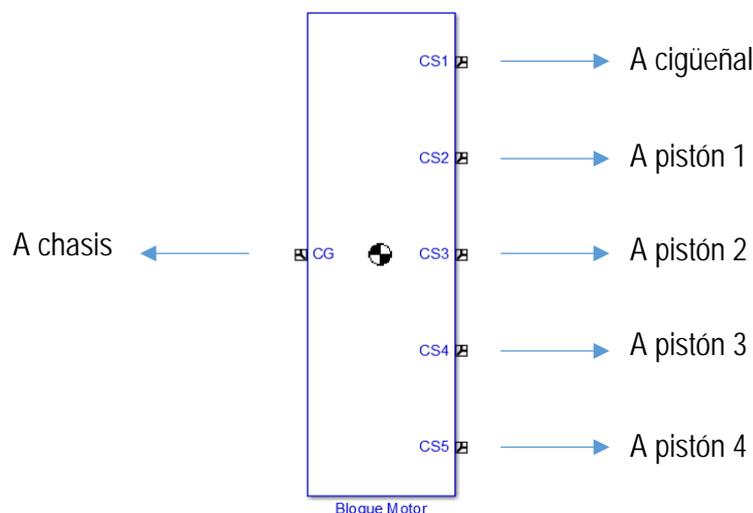


Fig. 27. Modelo SIMMECHANICS del bloque motor

La posición de su conexión con los pistones se define como la posición en la que se encuentre el centro de gravedad del propio pistón.

Show Port	Port Side	Name	Origin Position Vector [x y z]	Units	Translated from Origin of	Components in Axes of
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CG	[x_eb_g y_eb_g z_eb...	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS1	[0 0 0]	m	World	World
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS2	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS3	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS4	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS5	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining

Fig. 28. Posición de cada uno de los puntos definidos en el bloque motor

La orientación de cada uno de los puntos se fija como la orientación de los ejes de coordenadas absolutos.

Show Port	Port Side	Name	Orientation Vector	Units	Relative CS	Specified Using Convention
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CG	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS1	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS2	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS3	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS4	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS5	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z

Fig. 29. Orientación de cada uno de los puntos definidos en el bloque motor

#### 4.1.1.3 Cigüeñal

El cigüeñal se caracteriza por sus conexiones al bloque motor y a bielas, así como la aplicación de un par en su centro de gravedad para simular el motor de arranque

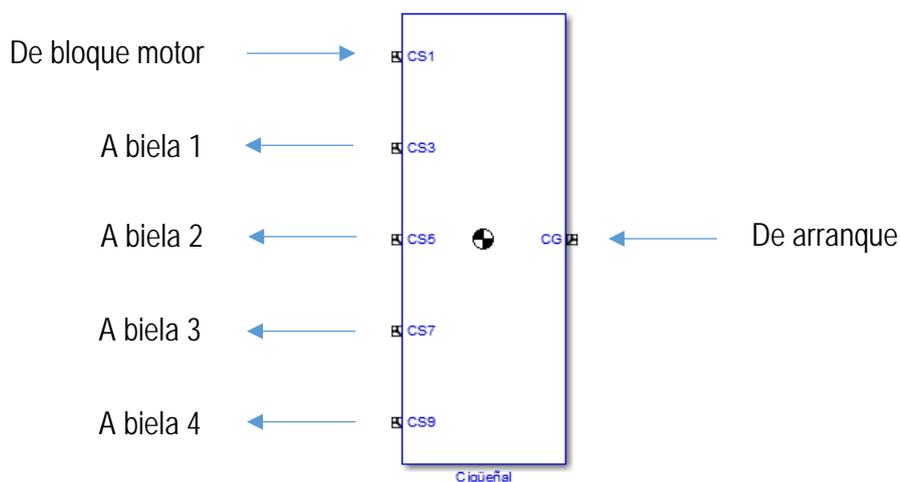


Fig. 30. Modelo SIMMECHANICS del cigüeñal

Debido a su geometría, se diferencian los puntos de coincidencia de ejes entre muñequilla del cigüeñal y cabeza de biela de cada uno de los pistones con sus respectivas proyecciones en el eje de giro del cigüeñal.

Primero se posiciona la proyección auxiliar separada en la distancia  $Y_x$  correspondiente al pistón orientando sus ejes hacia la muñequilla. Posteriormente se genera el punto a la distancia del radio de la muñequilla orientado en la posición de la biela.

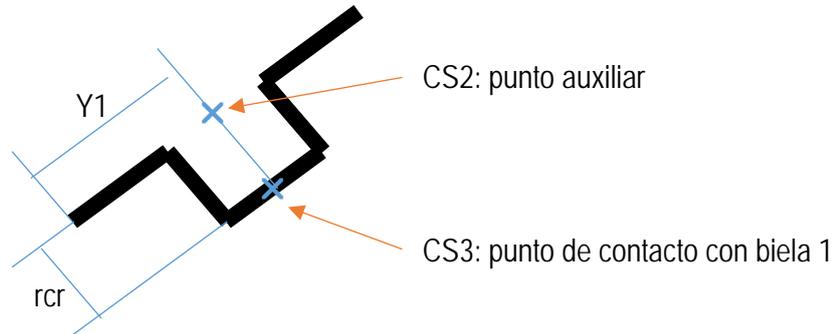


Fig. 31. Definición de punto auxiliar en el cigüeñal

El contacto con el bloque motor se deja en función de la posición de este; los puntos auxiliares se referencian a este apoyo 1 y los puntos de contactos, a sus respectivas proyecciones

Show Port	Port Side	Name	Origin Position Vector [x y z]	Units	Translated from Origin of	Components in Axes of
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CG	[x_c_g y_c_g z_c_g]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS1	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining
<input type="checkbox"/>	Left	CS2	[0 y_1 0]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS3	[0 0 rcr]	m	CS2	CS2
<input type="checkbox"/>	Left	CS4	[0 y_2 0]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS5	[0 0 rcr]	m	CS4	CS4
<input type="checkbox"/>	Left	CS6	[0 y_3 0]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS7	[0 0 rcr]	m	CS6	CS6
<input type="checkbox"/>	Left	CS8	[0 y_4 0]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS9	[0 0 rcr]	m	CS6	CS6

Fig. 32. Posición de cada uno de los puntos definidos en el cigüeñal

Con objeto de evitar posibles bloqueos, en ocasiones, el eje del cilindro se encuentra desfasado con respecto al eje del cigüeñal, que para ganar en flexibilidad del modelo, se parametriza. Lo mismo ocurre con el eje del bulón que, para reducir esfuerzos en la cara de empuje, puede estar desfasado. Debido a estos dos desplazamientos, la distancia a la que se encuentra el eje de la muñequilla ya no es la mitad de la carrera, y los PMS y PMI no se encuentran en los ángulos  $0^\circ$  y  $180^\circ$ . En el apartado 3.2 quedó definido el cálculo de todas estas variables iniciales.

Show Port	Port Side	Name	Orientation Vector	Units	Relative CS	Specified Using Convention
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CG	[0 0 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS1	[0 0 0]	deg	Adjoining	Euler X-Y-Z
<input type="checkbox"/>	Left	CS2	[0 alfa_0+alfa_1 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS3	[0 90-gamma_1 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input type="checkbox"/>	Left	CS4	[0 alfa_0+alfa_2 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS5	[0 90-gamma_2 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input type="checkbox"/>	Left	CS6	[0 alfa_0+alfa_3 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS7	[0 90-gamma_3 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input type="checkbox"/>	Left	CS8	[0 alfa_0+alfa_4 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS9	[0 90-gamma_4 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z

Fig. 33. Orientación de cada uno de los puntos definidos en el cigüeñal

#### 4.1.1.4 Biela

La conexión con el cigüeñal queda referenciada a la posición y orientación definidas en este. La posición del pie de biela se define mediante la longitud de biela, y la orientación de sus ejes se mantiene con respecto a la cabeza.



Fig. 34. Modelo SIMMECHANICS de la biela

Show Port	Port Side	Name	Origin Position Vector [x y z]	Units	Translated from Origin of	Components in Axes of
<input type="checkbox"/>	Left	CG	[x_r_g y_r_g z_r_g]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS1	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS2	[0 0 l]	m	CS1	CS1

Fig. 35. Posición de cada uno de los puntos definidos en la biela

Show Port	Port Side	Name	Orientation Vector	Units	Relative CS	Specified Using Convention
<input type="checkbox"/>	Left	CG	[0 0 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS1	[0 0 0]	deg	Adjoining	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS2	[0 0 0]	deg	CS1	Euler X-Y-Z

Fig. 36. Orientación de cada uno de los puntos definidos en la biela

#### 4.1.1.5 Grupo pistón

En el grupo pistón, se incluyen los segmentos, el bulón y los circlips, además del propio pistón, ya que en este caso el bulón es fijo a pistón y flotante en biela. Además de las conexiones a biela y bloque motor, se define un punto para la aplicación de la fuerza de combustión considerada como puntual en el punto medio de la cara superior del pistón.

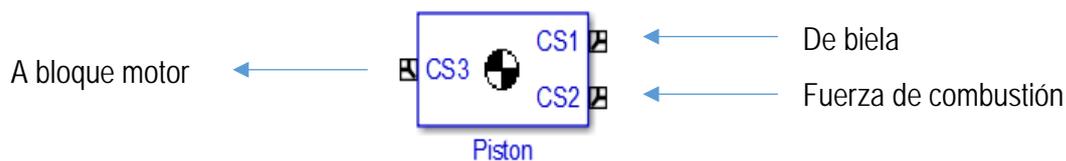


Fig. 37. Modelo SIMMECHANICS del pistón

Como en las conexiones anteriores, la unión con el pie de biela queda definido por este último. Para la unión ficticia con el bloque se establece el centro de gravedad del pistón.

Show Port	Port Side	Name	Origin Position Vector [x y z]	Units	Translated from Origin of	Components in Axes of
<input type="checkbox"/>	Left	CG	[x_p_g y_p_g z_p_g]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS1	[0 0 0]	m	Adjoining	Adjoining
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS2	[x_p_f y_p_f z_p_f]	m	CS1	CS1
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS3	[0 0 0]	m	CG	CG

Fig. 38. Posición de cada uno de los puntos definidos en el pistón

En cuanto a los ejes, se dejan referenciados a los ejes de coordenadas absolutos.

Show Port	Port Side	Name	Orientation Vector	Units	Relative CS	Specified Using Convention
<input type="checkbox"/>	Left	CG	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS1	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Right	CS2	[0 0 0]	deg	World	Euler X-Y-Z
<input checked="" type="checkbox"/>	Left	CS3	[0 0 0]	deg	CG	Euler X-Y-Z

Fig. 39. Orientación de cada uno de los puntos definidos en el pistón

#### 4.1.2 Grados de libertad

Se realiza el diseño de las uniones del mecanismo con objeto de lograr un sistema isostático.

La unión entre chasis y bloque se considera como rígida, restringiendo todos sus grados de libertad.

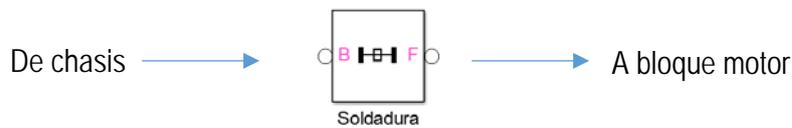


Fig. 40. Modelo SIMMECHANICS de la unión chasis - bloque motor

Entre bloque y cigüeñal se permite la revolución en el eje Y, quedando fijadas las translaciones y otras 2 rotaciones gracias a los cojinetes.

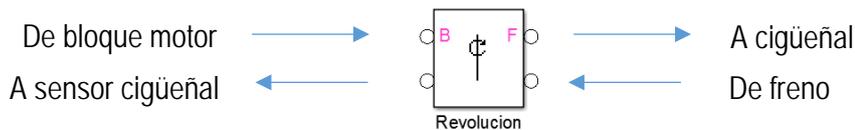


Fig. 41. Modelo SIMMECHANICS de la unión bloque motor - cigüeñal

Buscando un sistema isostático, la cabeza de la biela se deja libre tanto la rotación en el eje Y como la traslación a lo largo de ese mismo eje, mientras que a la fijación del pie con el grupo pistón se realiza con una rótula que permite cualquier rotación, generando un mecanismo flotante en biela, fijo en pistón.

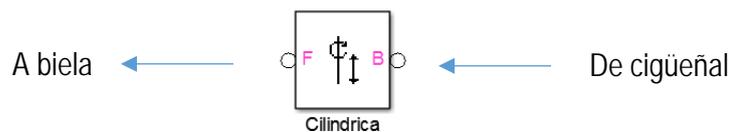


Fig. 42. Modelo SIMMECHANICS de la unión cigüeñal - biela



Fig. 43. Modelo SIMMECHANICS de la unión biela - grupo pistón

Finalmente se define la unión virtual entre pistón y bloque, asignándola en el centro de gravedad del pistón como una junta prismática que permite el movimiento relativo entre ambas partes en dirección Z.

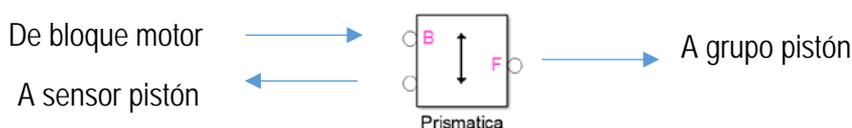


Fig. 44. Modelo SIMMECHANICS de la unión virtual grupo pistón - bloque motor

### 4.1.3 Sensores

Con objeto de obtener las salidas pertinentes tanto para la ECU como para el modelo dinámico, se modelan los sensores de variables cinemáticas que se detallan a continuación.

#### 4.1.3.1 Cigüeñal

Con un sensor en la junta bloque-cigüeñal, se extrae la posición y velocidad angular del motor instantáneas en las unidades deseadas. A continuación se realiza un modelo que transforme esas señales en las salidas deseadas.

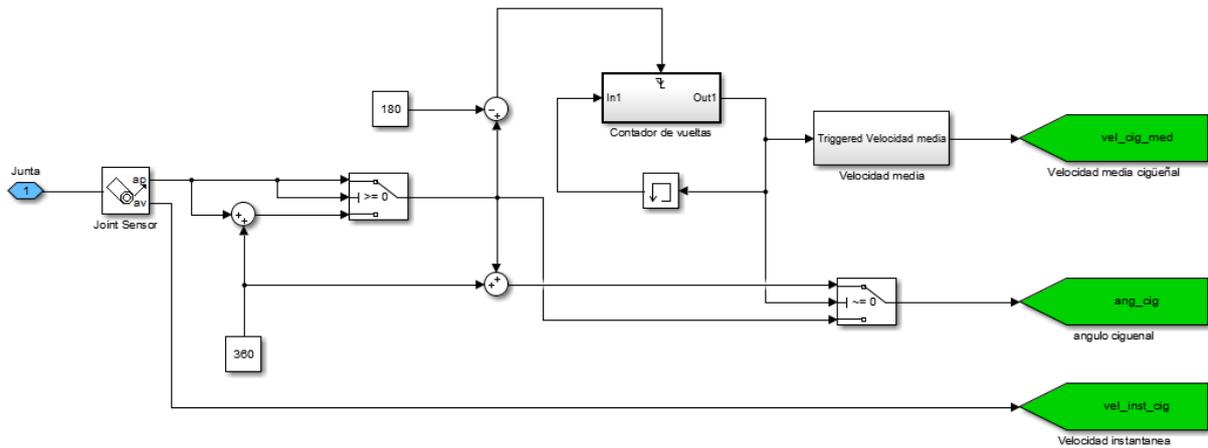


Fig. 45. Modelo SIMULINK del sensor en el cigüeñal

La posición es generada entre  $-180^\circ$  y  $180^\circ$ , por lo que es necesario una serie de operaciones que la transformen en el intervalo  $[0^\circ-720^\circ]$  mediante interruptores y un contador cuya misión es dar una señal binaria que alterne su valor cada vuelta.

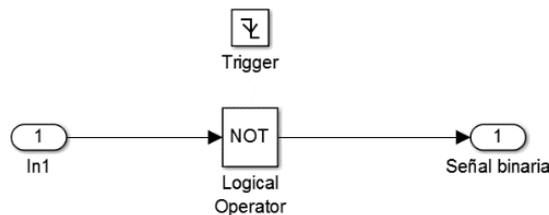


Fig. 46. Modelo SIMULINK del contador de vueltas

Por otro lado con objeto de obtener la velocidad media cada ciclo, se realiza la inversa del tiempo en segundos que tarda en realizar una revolución, multiplicado por 60 para obtener la salida en revoluciones por minuto y manteniendo el resultado hasta el fin del siguiente ciclo.

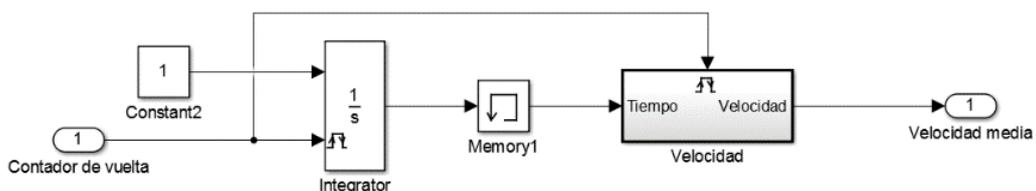


Fig. 47. Modelo SIMULINK para calcular la velocidad media

#### 4.1.3.2 Pistón

Con el fin de obtener el volumen de la cámara de combustión, así como su derivada, se incluye un sensor en la unión prismática del pistón con el bloque que define la posición, velocidad y aceleración instantánea del pistón.

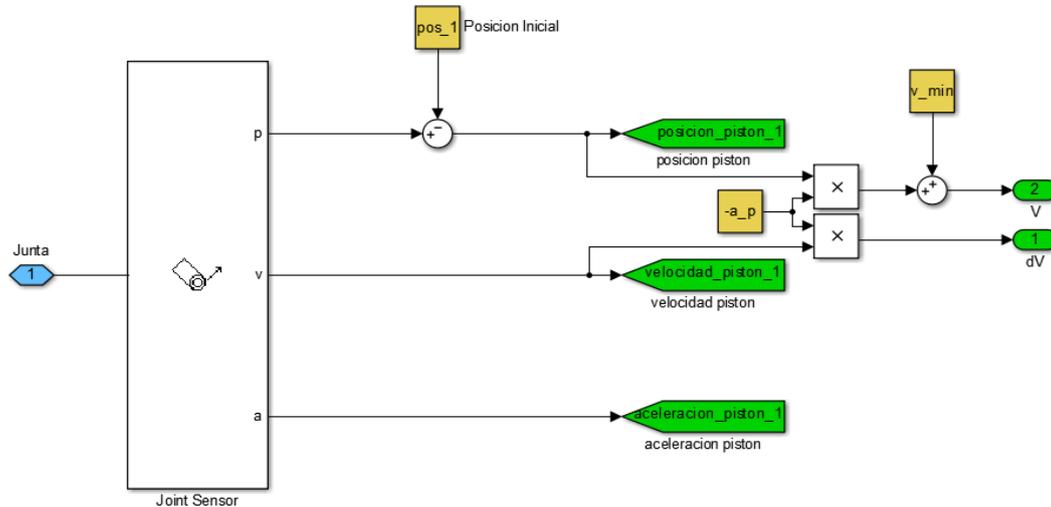


Fig. 48. Modelo SIMULINK del sensor en el pistón

Del mismo modo que en el sensor del cigüeñal, es necesario adaptar la salida teniendo en cuenta la posición inicial en la que se encuentra el pistón. Se obtiene el volumen como:

$$V_{cc} = V_{min} + x_p * A_p \quad [19]$$

Los signos negativos del área y de la posición inicial en el modelo se deben a que el desplazamiento del pistón es negativo, mientras que el volumen es positivo. El volumen mínimo es igual al volumen de la cámara cuando el pistón se encuentra en el PMS y se obtiene gracias a la relación de compresión

$$r = \frac{V_{min} + A_p s}{V_{min}} \quad [20]$$

$$V_{min} = \frac{A_p s}{r - 1} \quad [21]$$

Para evitar errores de cálculo originados por MATLAB a la hora de realizar derivadas, la derivada del volumen se obtiene del siguiente modo:

$$dV = A_p \frac{dx}{dt} = A_p v_p \quad [22]$$

#### 4.1.4 Actuadores

Los actuadores aplicarán al motor las fuerzas y pares desarrollados en la siguiente sección, donde se modela el apartado dinámico. Como se detalla a continuación existirán 3 actuadores, uno aplicado sobre el cuerpo del grupo pistón, otro al cuerpo del cigüeñal, y el último aplicado en la unión cigüeñal-bloque.

## 4.2 Modelo dinámico

El apartado dinámico se puede dividir en tres bloques claramente diferenciados.

En primer lugar, se requiere el modelado del motor de arranque que inicie el movimiento del motor de combustión. Como es obvio, también se modela la fuerza principal de un motor de combustión interna, la fuerza ejercida por el gas. Por último, para contrarrestar la aceleración producida por la combustión, es necesario modelar un freno que estabilice el régimen de giro.

A continuación se detalla el proceso de modelado para cada una de ellas.

### 4.2.1 Motor de arranque

Para arrancar el sistema se modela el motor de arranque aplicando el par generado por el motor eléctrico al cigüeñal mientras la velocidad sea menor de la velocidad máxima del propio motor de arranque.

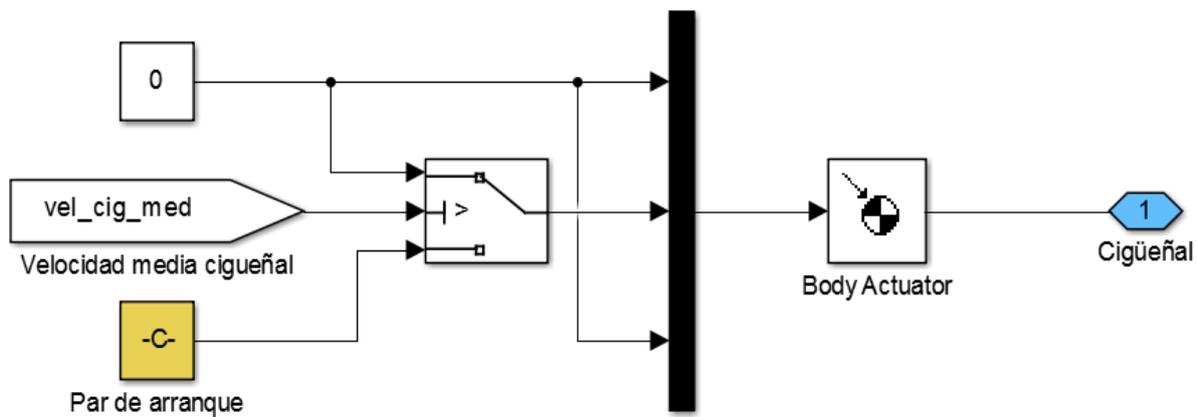


Fig. 49. Modelo SIMULINK del motor de arranque

### 4.2.2 Fuerza del gas

Como su propio nombre indica, el motor de combustión interna debe su movimiento al trabajo de expansión realizado por la presión del gas existente en el interior de su cámara tras su combustión. Al tratarse del modelado de un motor de encendido provocado, esta combustión se produce al hacer saltar la chispa de una bujía en las condiciones de presión y temperatura adecuadas una vez que la mezcla de aire-combustible se encuentra comprimida en la cámara de combustión.

Con lo cual la fuerza ejercida por el gas sobre el pistón es igual al área del mismo por la diferencia de presiones entre ambos lados del pistón, es decir la presión manométrica de la cámara:

$$F_g = A_p p_{cc\_man} \quad [23]$$

Teniendo el área del pistón como dato de entrada, bastará con obtener la presión en la cámara de combustión para modelar esta fuerza. A continuación se presenta el nivel general del modelo dinámico a modo de esquema. Posteriormente se desglosan cada uno de los subsistemas:

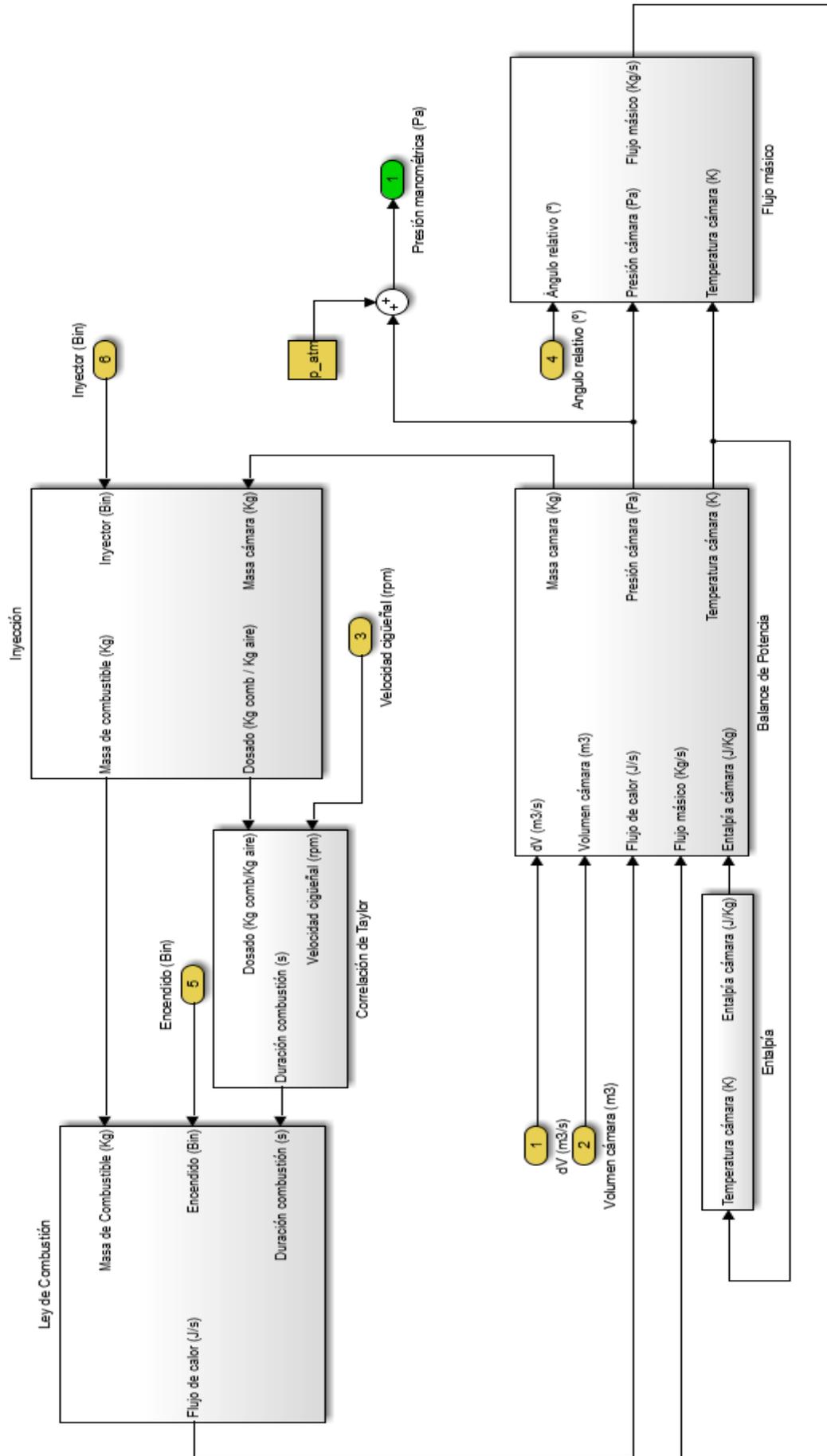


Fig. 50. Esquema general del modelo de la fuerza de gas

#### 4.2.2.1 Balance de potencia

Con las hipótesis consideradas en el apartado 3.2, se aplica el principio de la conservación de energía dentro de la cámara de combustión para obtener las variables termodinámicas (Moran & Shapiro, 2011).

$$\frac{dE_{cc}}{dt} = \dot{Q}_{cc} - \dot{W}_{cc} + \sum_0^i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{c_i^2}{2} + gz_i \right) \quad [24]$$

$$\frac{d(U_{cc} + E_{C_{cc}} + E_{P_{cc}})}{dt} = \dot{Q}_{cc} - \dot{W}_{cc} + \sum_0^i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{c_i^2}{2} + gz_i \right) \quad [25]$$

Por un lado, las energías cinética y potencial dentro del volumen del control no sufren variación. Por otro lado, la energía del flujo debida a la velocidad y a la altura es despreciable frente a la debida a la entalpía, quedando así el balance de energía.

$$\frac{d(U_{cc})}{dt} = \dot{Q}_{cc} - \dot{W}_{cc} + \sum_0^i \dot{m}_i h_i \quad [26]$$

El trabajo realizado por el sistema es el debido a la expansión, lo que es igual a la presión por la variación de volumen, mientras que el calor es la suma del calor liberado por la combustión, y del calor perdido hacia las paredes.

$$\frac{d(m_{cc}u_{cc})}{dt} = \dot{Q}_R - \dot{Q}_W - p_{cc} \frac{dV_{cc}}{dt} + \frac{dm_i}{dt} h_i \quad [27]$$

Para el caso que ocupa el proyecto, el valor de la pérdida de calor a través de las paredes no concierne por lo que se puede despreciar, pudiendo ser modelable en futuros trabajos aumentando así la precisión del modelo empleando para ello correlaciones como las ofrecidas por Woschni (Woschni, 1967) o Hohenberg (Hohenberg, 1979).

$$u_{cc} \frac{dm_{cc}}{dt} + m_{cc} \frac{du_{cc}}{dt} = \dot{Q}_R - p_{cc} dV_{cc} + \frac{dm_i}{dt} h_i \quad [28]$$

Al tratarse de un gas ideal, la variación de energía interna únicamente depende de la temperatura, siendo:

$$\frac{du_{cc}}{dt} = c_v \frac{dT_{cc}}{dt} = \frac{R_g}{\gamma - 1} \frac{dT_{cc}}{dt} \quad [29]$$

Por lo que sustituyendo en la ecuación [28]

$$u_{cc} \frac{dm_{cc}}{dt} + m_{cc} \frac{R_g}{\gamma - 1} \frac{dT_{cc}}{dt} = \dot{Q}_R - p_{cc} dV_{cc} + \frac{dm_i}{dt} h_i \quad [30]$$

También, por definición la entalpía es  $h = u + pv$ , de modo que:

$$\left[ (h_{cc} - R_g T_{cc}) \left( \frac{dm_{cc}}{dt} \right) \right] + m_{cc} \frac{R_g}{\gamma - 1} \frac{dT_{cc}}{dt} = \dot{Q}_R - p_{cc} dV_{cc} + \frac{dm_i}{dt} h_i \quad [31]$$

Despejando la variación de temperatura:

$$\frac{dT_{cc}}{dt} = \frac{\gamma - 1}{R_g m_{cc}} \left[ \dot{Q}_R - p_{cc} dV_{cc} + \frac{dm_i}{dt} h_i - \left[ (h_{cc} - R_g T_{cc}) \left( \frac{dm_{cc}}{dt} \right) \right] \right] \quad [32]$$

Como se desprecian las pérdidas de masa a través de los segmentos (blow-by), la variación de masa en la cámara de combustión queda definida por la variación de flujo másico a través de los conductos de admisión y escape.

$$\frac{dT_{cc}}{dt} = \frac{\gamma - 1}{R_g m_{cc}} \left[ \dot{Q}_R - p_{cc} dV_{cc} + \frac{dm_{cc}}{dt} (h_i - h_{cc} + R_g T_{cc}) \right] \quad [33]$$

Con la ayuda de la ecuación general de los gases ideales para expresar la presión en la cámara:

$$\frac{dT_{cc}}{dt} = \frac{\gamma - 1}{R_g m_{cc}} \left[ \dot{Q}_R - \left( \frac{m_{cc} R_g T_{cc}}{V_{cc}} \right) dV_{cc} + \frac{dm_{cc}}{dt} (h_i - h_{cc} + R_g T_{cc}) \right] \quad [34]$$

Se obtiene finalmente la expresión del balance de potencia adaptado al sistema, donde integrando la salida con la condición inicial de la temperatura ambiente, se obtiene la temperatura, la cual realimenta la ecuación.

En la anterior expresión, la entalpía del flujo ( $h_i$ ) será la entalpía a la temperatura de admisión si el flujo másico entra a la cámara, o la entalpía a la temperatura de escape (considerada igual a la temperatura en la cámara) si el flujo sale de la cámara de combustión.

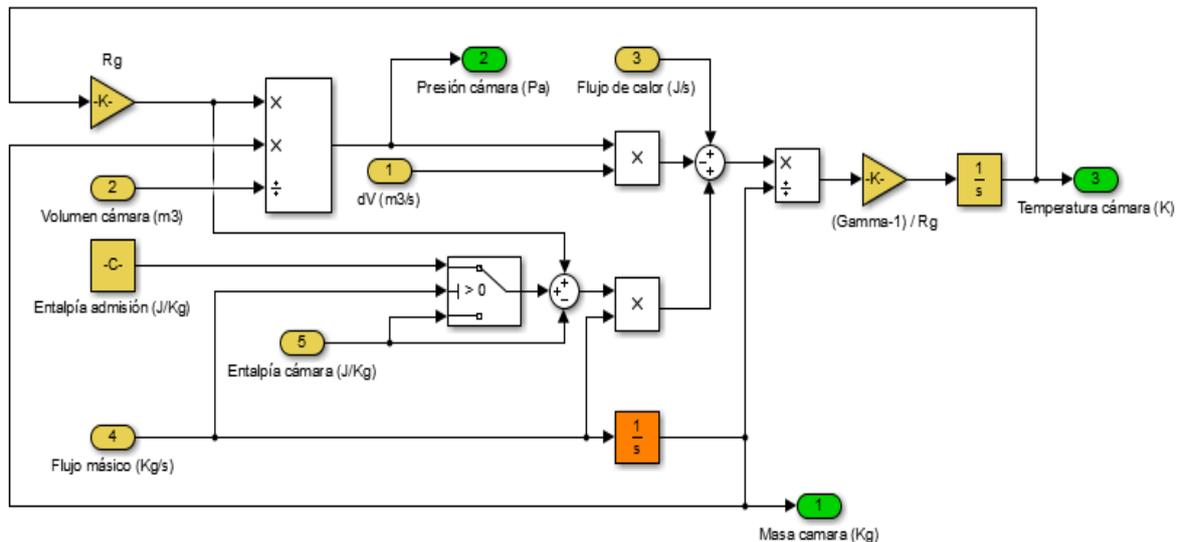


Fig. 51. Modelo SIMULINK del balance de potencia

Tanto el volumen como la variación de volumen proceden del modelo cinemático ya desarrollado en el apartado 4.1.

La constante universal de los gases ideales aplicada al gas y el coeficiente de dilatación han sido definidos en el apartado 3.2. La temperatura ambiente se define como variable de entrada.

La masa total del gas en la cámara se obtiene integrando el flujo másico, con la condición inicial de la masa inicial, la cual se obtiene aplicando la ecuación general de los gases ideales, para la posición inicial de cada pistón.

La obtención de las entalpías, flujo de calor liberado en la combustión y el flujo másico a través de los orificios de admisión y escape se desarrolla en los siguientes apartados.

#### 4.2.2.2 Balance de masa

Aplicando la ley de conservación de la masa y despreciando las pérdidas de blow-by, la variación de masa en la cámara de combustión es igual a la suma de flujos máscicos a través de los conductos de admisión y escape.

$$\frac{dm_{cc}}{dt} = \dot{m}_{adm} + \dot{m}_{esc} \quad [35]$$

Se parte modelando el flujo máscico como el gasto máscico de un flujo compresible isoentrópico a través de un orificio de área constante (White, 2015).

$$\dot{m} = AC_d p_{e\_abs} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g T_e}} \sqrt{\chi} \quad [36]$$

Definiendo el coeficiente de descarga, como un valor que establece el flujo máscico real a partir del flujo máscico supuesto al paso de un gas con comportamiento ideal a través de una singularidad y que será propio de cada válvula.

$$C_{d\_adm} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ci}} = \frac{A_{ef\_adm}}{A_{adm}} \quad [37]$$

Siendo  $A_{ef\_adm}$ , una sección ficticia propia de cada válvula que define la garganta efectiva para el flujo, en la que aguas abajo de la misma el flujo tiende a volver a ocupar toda la sección geométrica disponible.

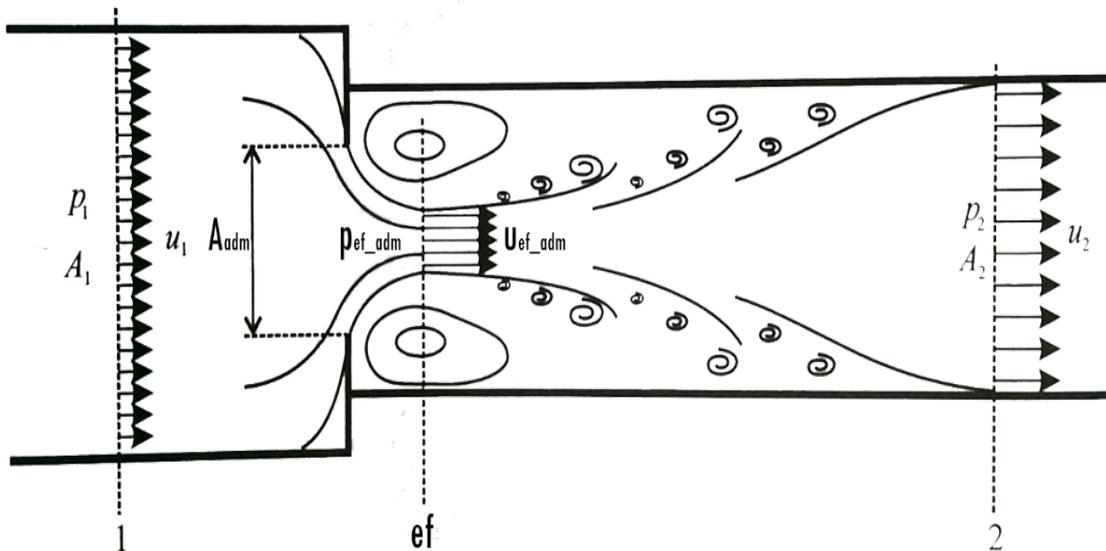


Fig. 52. Ejemplo de singularidad. Orificio en un conducto, (Payri & Desantes, 2011)

Para introducir este coeficiente de descarga, se modela como una tabla en función del flujo máscico y la apertura de las válvulas incluyendo la pérdida de carga generada por la apertura de la mariposa para la admisión. El valor de este coeficiente dependerá de otros factores como la geometría del circuito de admisión o escape por lo que esta tabla se obtendrá mediante CFD en un trabajo paralelo a este proyecto.

Se podría aumentar la fidelidad del modelo sustituyendo el modelo del flujo máscico por una tabla obtenida del estudio con CFD, pero la potencia de cálculo que esto requiere y teniendo en cuenta que el modelo se realiza en la fase de diseño, no compensaría el trabajo realizado ante cualquier cambio en los sistemas de admisión y escape, con lo cual se opta por el coeficiente de descarga perdiendo algo de fidelidad pero aumentando la robustez del modelo al disponer de un modelo CFD más ligero.

Así pues, el sentido del flujo únicamente dependerá de la presión en la cámara, por lo que tanto el orificio de entrada como el de salida, se modelarán como la apertura de las válvulas en cada instante, multiplicado por su perímetro, y por el coeficiente de descarga que presente en ese momento.

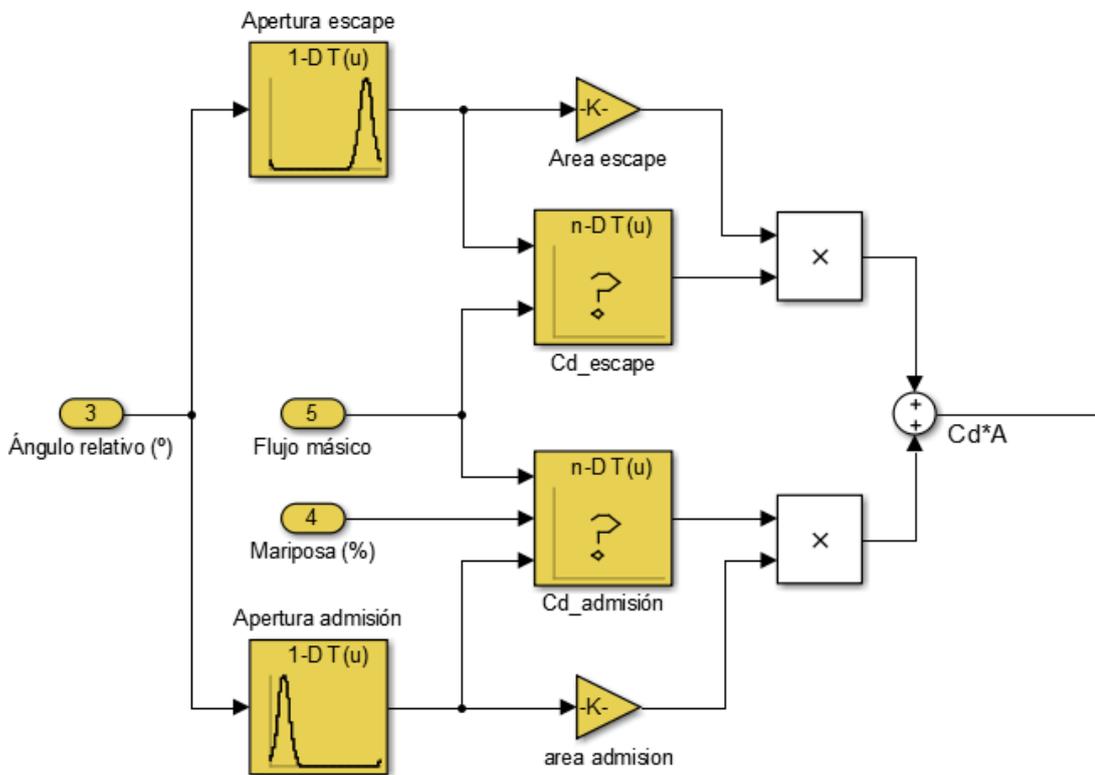


Fig. 53. Modelo SIMULINK del gasto másico a través de admisión

Volviendo a la ecuación [ 36 ], el primer paso es la continua detección del estado del flujo, para conocer el sentido del flujo y poder fijar la presión de entrada y salida, así como la temperatura de entrada, ya que son variables requeridas para el cálculo del gasto másico.

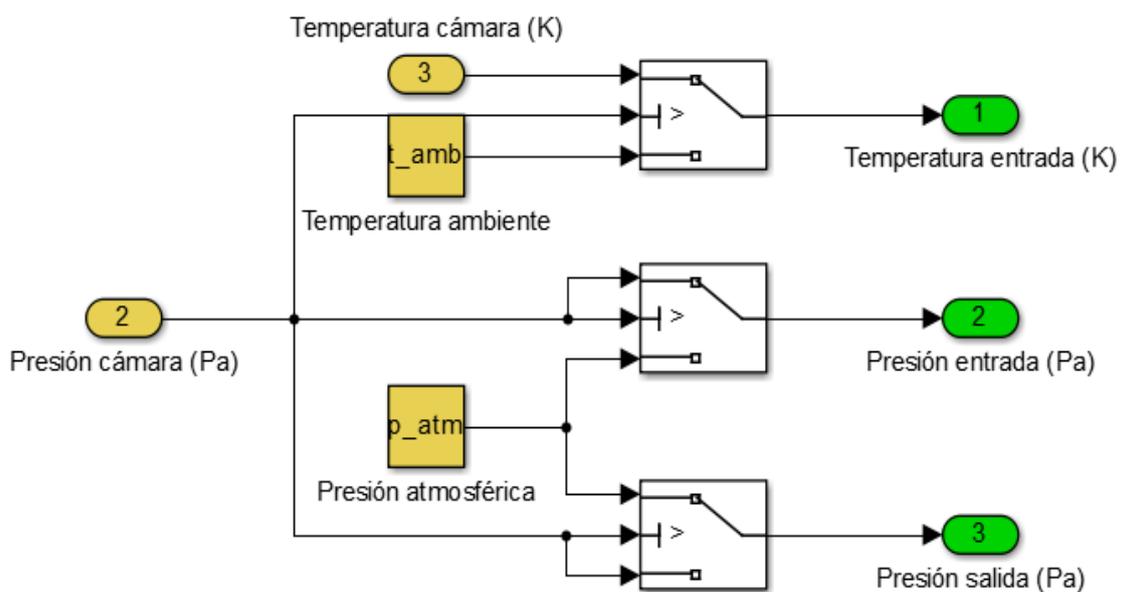


Fig. 54. Modelo SIMULINK de la detección del estado del sistema

Una vez establecidas las presiones de entrada y salida y la temperatura de entrada, se resuelve la componente  $\sqrt{\chi}$ .

Donde el módulo de la raíz, dependerá de si el flujo ha alcanzado el bloqueo sónico o no. Este bloqueo ocurre en un punto calculado previamente cuyo valor es:

$$\frac{p_{s\_abs}}{p_{e\_abs}} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = \beta_{cr} \quad [38]$$

Con lo que

$$\chi = \frac{2}{\gamma - 1} \left[ \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right] \quad \text{si } \frac{p_s}{p_e} > \beta_{cr} \text{ (FLUJO SUBSÓNICO)} \quad [39]$$

$$\chi = \beta_{cr}^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \quad \text{si } \frac{p_s}{p_e} \leq \beta_{cr} \text{ (FLUJO SÓNICO)} \quad [40]$$

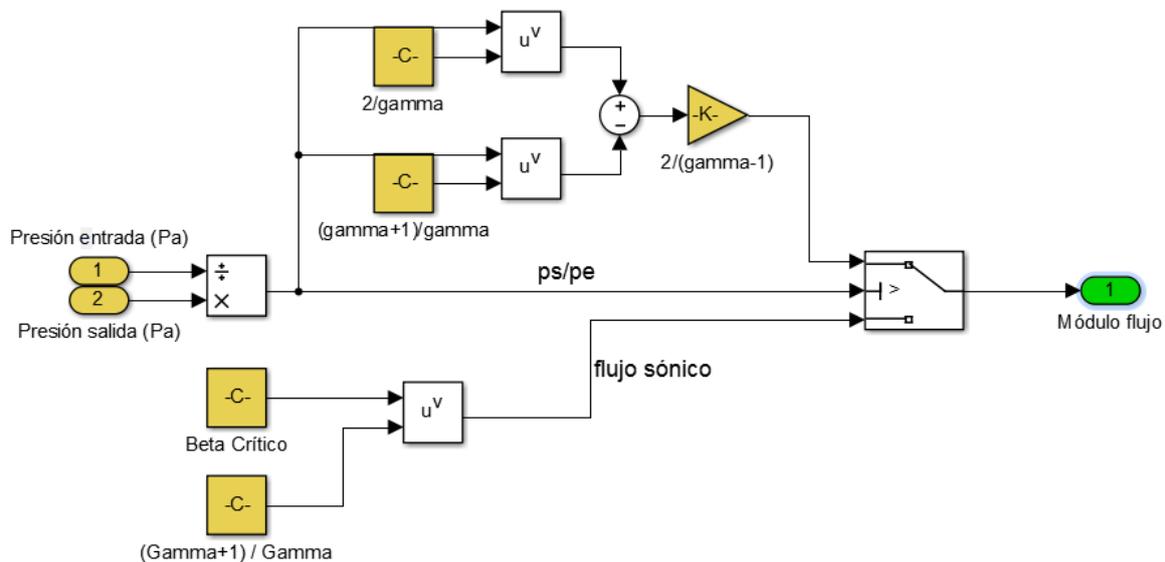


Fig. 55. Modelo SIMULINK para el cálculo del flujo

La componente  $\sqrt{\chi}$ , puede presentar dificultades numéricas al solver puesto que presenta un gradiente infinito ante la ausencia de flujo, por lo que para diferencias de presiones  $p_s/p_e > 0.999$ , la ecuación de flujo ha de ser remplazada por una relación flujo-presión lineal.

$$\dot{m} = kAC_d \sqrt{\frac{1}{T_e}} (p_{e\_abs} - p_{s\_abs}) \quad [41]$$

Donde k es una constante en la que el flujo es igual al flujo original cuando  $p_s/p_e = 0.999$ . Igualando las expresiones [39] y [41], y aplicando el valor de la relación de presiones entre la entrada y la salida, se obtiene el valor de k.

$$kAC_d \sqrt{\frac{1}{T_e}} (p_{e\_abs} - p_{s\_abs}) = AC_d p_{e\_abs} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g T_e}} \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[ \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right]} \quad [42]$$

$$k(p_{e\_abs} - p_{s\_abs}) = p_{e\_abs} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_e}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad [43]$$

$$k(p_{e\_abs} - 0.999p_{e\_abs}) = p_{e\_abs} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ (0.999)^{\frac{2}{\gamma}} - (0.999)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad [44]$$

Despejando la constante k:

$$k = 1000 \sqrt{\frac{\gamma}{R_g}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ (0.999)^{\frac{2}{\gamma}} - (0.999)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad [45]$$

Como se puede apreciar únicamente depende de la constante del gas y del coeficiente de dilatación adiabática, por lo que se mantiene constante pudiendo establecerse al inicio junto al resto de variables iniciales, como se detallará en el apartado 4.3.

Con el resto de datos necesarios se modela la fórmula para los casos en que la relación de presiones es mayor de 0.999.

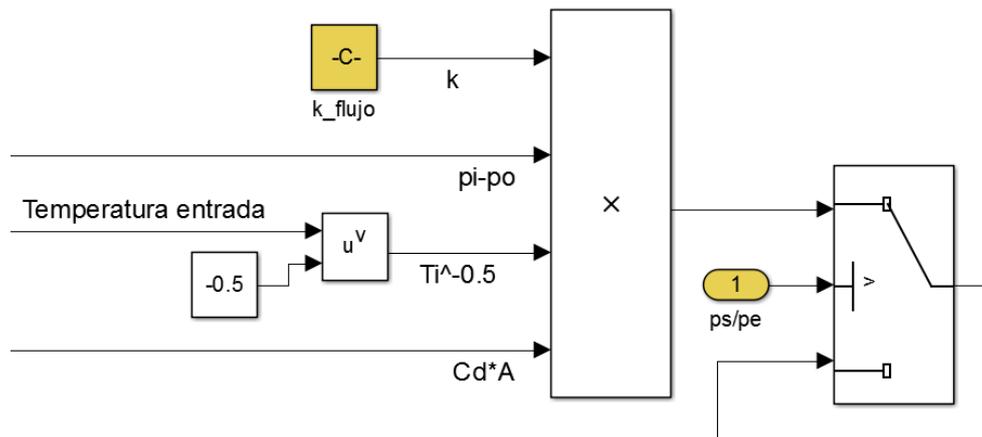


Fig. 56. Modelo SIMULINK para la resolución del gradiente infinito en flujos próximos a cero

Para aplicar el flujo másico obtenido al balance de potencia es necesario dotarlo con el signo correspondiente, siendo positivo si el flujo entra en la cámara y negativo si sale de ella de acuerdo al convenio de signos escogido en el Balance de potencia, por lo que el resultado se multiplicará por "-1" cuando la presión en la cámara sea mayor que la absoluta.

Cabe destacar que la ECU definirá sus estrategias en función entre otras variables, de la presión en el colector, por lo que se genera una salida auxiliar, que simule dicha presión.

Si la válvula de admisión está cerrada

$$p_{adm\_man} = 0 \quad [46]$$

Si la válvula de admisión está abierta

$$p_{adm\_man} = \begin{cases} p_{cc\_man} - p_{dc\_adm} & \text{si } p_{cc\_man} > 0 \\ p_{cc\_man} + p_{dc\_adm} & \text{si } p_{cc\_man} < 0 \end{cases} \quad [47]$$

Obteniendo la pérdida de carga del mismo estudio CFD que el coeficiente de descarga.

### 4.2.2.3 Entalpía

Para modelar la entalpía del gas, se recurre a un memorándum técnico de la NASA (McBride, Gordon, & Reno, 1993), donde se recogen las tablas JANAF, en las que se indican los coeficientes adimensionales para calcular las propiedades termodinámicas de los compuestos. A continuación se recogen los necesarios para el cálculo de la entalpía del aire:

	Oxígeno (O <sub>2</sub> )		Nitrógeno (N <sub>2</sub> )	
	200 K – 1000 K	1000 K – 6000 K	200 K – 1000 K	1000 K – 6000 K
a <sub>1</sub>	3.78245636E+00	3.66096083E+00	3.53100528E+00	2.95257626E+00
a <sub>2</sub>	-2.99673415E-03	6.56365523E-04	-1.23660987E-04	1.39690057E-03
a <sub>3</sub>	9.84730200E-06	-1.41149485E-07	-5.02999437E-07	-4.92631691E-07
a <sub>4</sub>	-9.68129508E-09	2.05797658E-11	2.43530612E-09	7.86010367E-11
a <sub>5</sub>	3.24372836E-12	-1.29913248E-15	-1.40881235E-12	-4.60755321E-15
b <sub>1</sub>	-1.06394356E+03	-1.21597725E+03	-1.04697628E+03	-9.23948645E+02

Tabla 1. Coeficientes para el cálculo de propiedades térmicas

A partir de los cuales se calcula la entalpía específica con la siguiente ecuación:

$$h(T) = R_g \left( a_1 T + a_2 \frac{T^2}{2} + a_3 \frac{T^3}{3} + a_4 \frac{T^4}{4} + a_5 \frac{T^5}{5} + b_1 \right) \quad [48]$$

Considerando el gas como una mezcla de 79% de N<sub>2</sub> y 21% de O<sub>2</sub> se modela el polinomio de modo que se establezca la entalpía específica en función de la temperatura. Para la entalpía de entrada al ser una temperatura constante se calculará junto a las variables de entrada, manteniéndose constante durante la simulación.

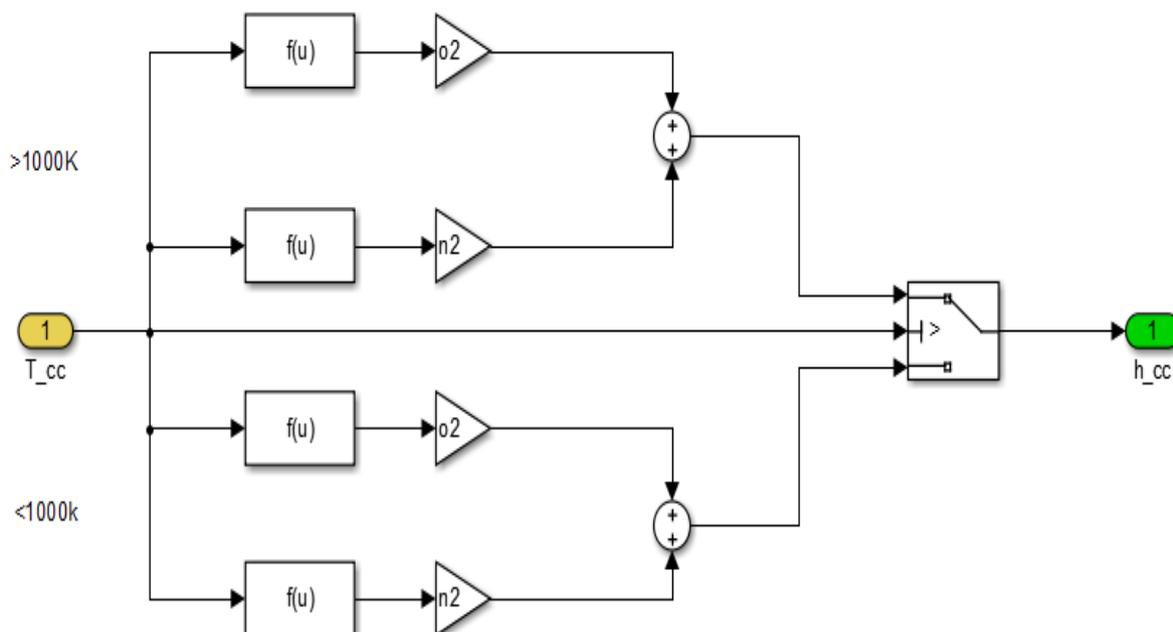


Fig. 57. Modelo SIMULINK de la entalpía en función de la temperatura

#### 4.2.2.4 Ley de combustión

Se culmina el modelado de las entradas requeridas en el Balance de potencia con el modelado del calor generado por la combustión (Heywood, 1988).

$$\dot{Q}_R = \frac{dFQL}{dt} \cdot PCI \cdot m_{comb} \quad [49]$$

Mediante la ley de Wiebe, sustituyendo  $\alpha = \omega t$ , se modela la liberación de calor

$$FQL(t_{comb}) = 1 - \exp \left[ -c_1 \left( \frac{t_{comb}}{\Delta t_{comb}} \right)^{c_2} \right] \quad [50]$$

Derivando con respecto al ángulo

$$\frac{dFQL}{dt} = \frac{c_1 c_2 (t_{comb})^{c_2-1}}{(\Delta t_{comb})^{c_2}} \exp \left[ -c_1 \left( \frac{t_{comb}}{\Delta t_{comb}} \right)^{c_2} \right] \quad [51]$$

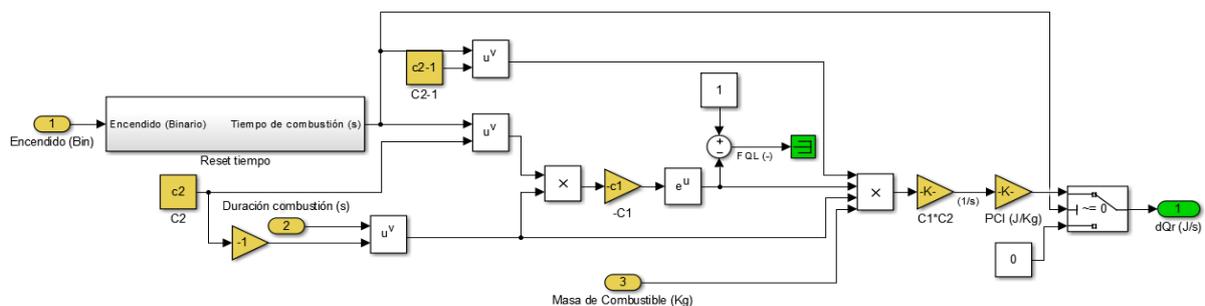


Fig. 58. Modelo SIMULINK de la ley de liberación de calor

Donde además de las constantes de establecidas como el poder calorífico inferior y los parámetros  $c_1$  y  $c_2$ , se requiere la señal de encendido, que consiste en una señal impulso, la cual envía la ECU indicando el momento en que hace saltar la chispa en la bujía.

$C_1$  y  $C_2$ , son parámetros de ajuste que se obtienen mediante ensayos para aproximar la curva de combustión, por lo que para aumentar la fidelidad sería necesario realizar ensayos en un banco para la obtención de ambos parámetros. Para la realización del proyecto, se emplea  $C_1=5$  y  $C_2=3$ , en una primera aproximación (Heywood, 1988).

#### 4.2.2.5 Correlación de Taylor

Para estimar el tiempo que dura la combustión, se emplea la siguiente correlación (Taylor, 1985).

$$\Delta \alpha_{comb} = 40 + 5 \left( \frac{n_{med}}{600} - 1 \right) + 166 \left( \frac{12.5}{rAF} - 1 \right)^2 \quad [52]$$

Para el caso que ocupa, se transforma la ecuación obteniendo el tiempo de combustión en función de la velocidad media y del dosado.

$$\Delta t_{comb} = \frac{35 + 166(12.5\phi - 1)^2}{6n_{med}} + \frac{1}{720} \quad [53]$$

Estableciendo como duración máxima, el tiempo de combustión máximo para el régimen estabilizado del motor de arranque.

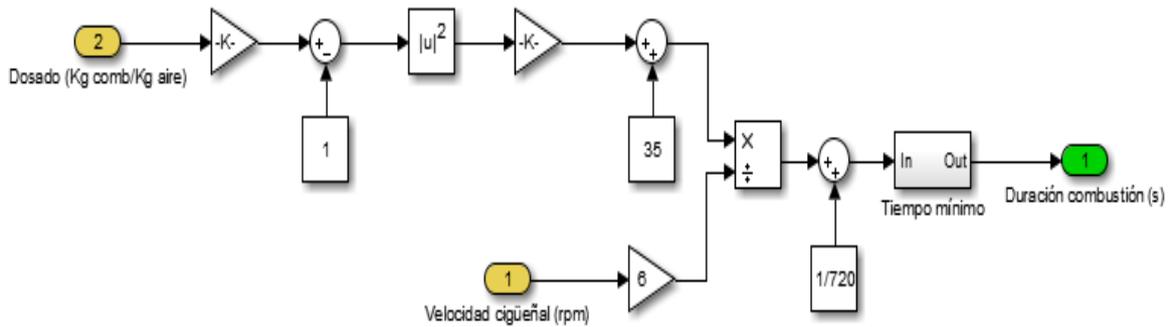


Fig. 59. Modelo SIMULINK de la correlación de Taylor

#### 4.2.2.6 Dosado

Para introducir tanto la masa de combustible en la ley de combustión, como el dosado en la correlación de Taylor, se modela el dosado, siendo este la relación entre la masa de combustible y la masa de aire existente en la cámara durante cada ciclo.

$$\begin{cases} \phi = \frac{m_{comb}}{m_{aire}} \\ m_{adm} = m_{aire} + m_{comb} \end{cases} \quad [54]$$

$$\phi = \frac{m_{comb}}{m_{adm} - m_{comb}} = \frac{\dot{m}_{iny}t_{iny}}{\dot{m}_{adm}t_{adm} - \dot{m}_{iny}t_{iny}} \quad [55]$$

El tiempo de apertura de la válvula de admisión es conocido, y el tiempo de apertura del inyector es la otra de las entradas que nos aporta la ECU.

El flujo másico del inyector es una constante aportada por el fabricante del inyector, y el flujo másico de admisión ha sido calculado previamente.

Se obtiene así la masa de combustible inyectada en cada ciclo, como su respectivo dosado, concluyendo los datos necesarios para el modelado de la fuerza ejercida por el gas en el interior de la cámara de combustión.

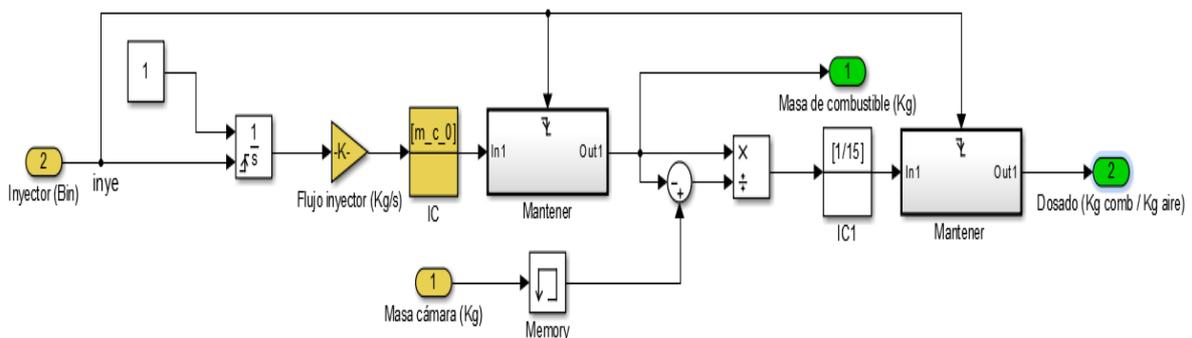


Fig. 60. Modelo SIMULINK para el dosado del motor

### 4.2.3 Freno

Similar al motor de arranque, se establece un par de fricción en la unión entre cigüeñal y bloque, de tal forma que el valor del coeficiente de rozamiento determine la velocidad a la que se estabiliza el régimen de giro del motor.

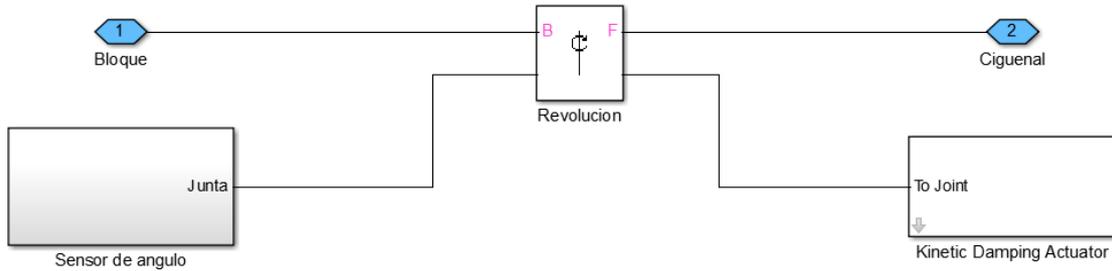


Fig. 61. Modelo SIMMECHANICS del freno para estabilizar el régimen de giro

Una vez introducidos los datos del motor se obtienen varios puntos a diferentes velocidades de giro, con objeto de obtener la curva que estime el valor del coeficiente de rozamiento, en función de la velocidad deseada.

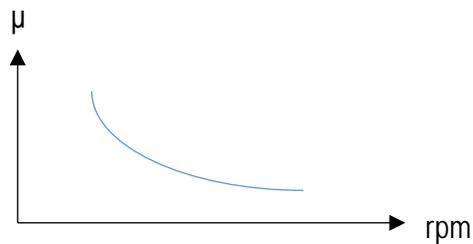


Fig. 62. Gráfica: Coeficiente de fricción requerido para estabilizar el régimen de giro

## 4.3 Script de variables iniciales

Se crea para lanzar el modelo, el siguiente script que detalla todas las variables requeridas por el modelo, tanto del motor como parametrizada, con objeto de una rápida modificación desde el archivo .txt que se detalla a continuación.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                         SISTEMA DE REFERENCIA
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Origen: Apoyo 1 Bloque-Cigüeñal
%Y: Eje cigüeñal (Positivo: Hacia Lado opuesto a distribución)
%Z: Vertical (Positivo: Hacia arriba)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                         VARIABLES GENERALES
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

precision=1;           %Grados de revolución entre iteraciones (deg)
tiempo_sim=2;         %Tiempo de simulación (s)
rpm=3000;             %Régimen de estabilización del motor (rpm)
mariposa=100;        %Apertura de la mariposa (%)

t_amb=298;           %Temperatura de admisión (K)
p_atm=101325;       %Presión de admisión (Pa)
o2=21;              %Porcentaje de oxígeno en el aire
n2=79;              %Porcentaje de nitrógeno en el aire

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                         VARIABLES TERMODINÁMICAS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

gamma=1.4;           %Constante adiabática (Adimensional)
p_c_i=43889760;      %Poder calorífico inferior (J/Kg)
c1=5;               %Parámetro de Wiebe C1 (Adimensional)
c2=3;               %Parámetro de Wiebe C2 (Adimensional)
r_gas=243.38;        %Cte particular del aire+combustible (J/Kg.K)
beta_cr=(2/(gamma+1))^(gamma/(gamma-1)); %Punto crítico de bloqueo del flujo (Adim.)
flujo_inyector=0.01; %Flujo másico inyector (Kg / s)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
                         VARIABLES GEOMÉTRICAS
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Generales
s=0.09047;          %Carrera (m)
d=0.075;            %Diámetro (m)
l=0.1456;           %Longitud de biela entre centros (m)
r=12;               %Relación de compresión
offset_cc=0.0075;   %Distancia eje cigüeñal - eje cilindro (m)
offset_pb=0;        %Distancia eje pistón - eje bulón (m)
r_adm=0.0125;       %Radio válvula admisión (m)
r_esc=0.0110;       %Radio válvula escape (m)

```

```

%Número de pistones
    alfa_1=0;           %Ángulo radio cigüeñal relativo respecto al
                       %PMS combustión (deg)
    y_1=0.05;         %Distancia Biela - Origen (m)

    alfa_2=180;
    y_2=0.125;

    alfa_3=540;
    y_3=0.200;

    alfa_4=360;
    y_4=0.275;

    %alfa_X=...
    %y_X=...

%Bloque
    eb_w=14.321;      %Peso Bloque (Kg)
    eb_i=eye(3);      %Inercia Bloque (Kgm2)

    x_eb_g=0;         %CdG X Bloque (m)
    y_eb_g=0;         %CdG Y Bloque (m)
    z_eb_g=0;         %CdG Z Bloque (m)

%Piston
    p_w=0.256;        %Peso Pistón (Kg)
    p_i=[1.173e-4 0 0;0 1.13e-4 0;0 0 1.658e-4];
                       %Inercia Pistón (Kgm2)

    %CdG
    x_p_g=0.000251;   %CdG X Pistón (m)
    y_p_g=0.000188;   %CdG Y Pistón (m)
    z_p_g=0.009091;   %CdG Z Pistón (m)

    %Fuerza gas
    x_p_f=-offset_pb; %Fuerza de gas X (m)
    y_p_f=0;           %Fuerza de gas Y (m)
    z_p_f=0.02376;    %Fuerza de gas Z (m)

%Biela
    r_w=0.325;        %Peso Biela (Kg)
    r_i=[1e-3 0 0;0 1e-3 0;0 0 9.973e-5];
                       %Inercia Biela (Kgm2)

    x_r_g=0;          %CdG X Biela (m)
    y_r_g=0;          %CdG Y Biela (m)
    z_r_g=0.04565;    %CdG Z Biela (m)

%Cigüeñal
    c_w=20.923;       %Peso Cigüeñal (Kg)
    c_i=[0.317 0 0;0 0.126 0;0 0 0.317];
                       %Inercia Cigüeñal (Kgm2)

    x_c_g=0.001461;   %CdG X Cigüeñal (m)
    y_c_g=0.186602;   %CdG Y Cigüeñal (m)
    z_c_g=-0.00081;   %CdG Z Cigüeñal (m)

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% VARIABLES DINÁMICA %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Motor de arranque
    vel_m_a=200;           %Velocidad máxima del motor de arranque (rpm)
    p_m_a=1000;           %Par de arranque (Nm)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% CALCULO DE VARIABLES AUXILIARES %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    a_p=(pi*(d^2))/4;      %Área pistón (m2)
    a_adm=2*pi*r_adm;      %Área admisión / apertura (m2/m)
    a_esc=2*pi*r_esc;      %Área escape / apertura (m2/m)
    offset_cb=offset_cc+offset_pb;
    v_min=a_p*s/(r-1);     %Distancia eje cigüeñal - eje bulón (m)
                           %Volumen mínimo en la cámara (m3)

% Entalpía entrada
    h_adm=r_gas*(o2*((3.78245636E+00*t_amb)+(-2.99673415E-
03*(t_amb^2)/2)+(9.84730200E-06*(t_amb^3)/3)+(-9.68129508E-
09*(t_amb^4)/4)+(3.24372836E-12*(t_amb^5)/5)+(-
1.06394356E+03))+n2*((3.53100528E+00*t_amb)+(-1.23660987E-
04*(t_amb^2)/2)+(-5.02999437E-07*(t_amb^3)/3)+(2.43530612E-
09*(t_amb^4)/4)+(-1.40881235E-12*(t_amb^5)/5)+(-1.04697628E+03));

% Freno en función del régimen (Perfil régimen-fricción (MATLAB).xls)
    freno=(2.30696708491743E-22*(rpm^6))-(7.00627777676201E-
18*(rpm^5))+(8.51492039783527E-14*(rpm^4))-(5.3143014287058E-
10*(rpm^3))+(1.81326845086339E-06*(rpm^2))-
(0.00334002383458333*(rpm))+(3.10010641728373);
                           %Coeficiente de rozamiento

    fs=rpm*360/precision/60; %Frecuencia muestreo (Hz)
    t=1/fs;                   %Periodo muestreo (s)
    fciclo=rpm/2/60;          %Frecuencia ciclo (Hz)
    tciclo=1/fciclo;          %Periodo ciclo (s)

% Auxiliar
    k0=(s/(2*1))^2;
    k1=1-k0;
    k2=(1-k0)*s;
    k3=(offset_cb^2)-(1^2)+(((s^2)/2)*(1-(k0/2)));
    k4=sqrt((k2^2)-(4*k1*k3));
    pmi_pos=(-k2+k4)/(2*k1);   %Posición del PMI

    rcr=((s^2)+(2*s*pmi_pos))/(4*1); %Radio cigüeñal (m)
    alfa_0=asind((offset_cb)/(rcr+1)); %Ángulo PMS (deg)

% Número de Pistón
% Piston 1
    xp_1=offset_cb-(rcr*sind(alfa_0+alfa_1));
    z1_1=rcr*cosd(alfa_0+alfa_1);
    gamma_1=acosd(xp_1/l);     %Orientación de la biela (deg)
    z2_1=l*sind(gamma_1);
    if alfa_1==0
        pos_1=0;              %Posición del pistón (m)
    else
        pos_1=z1_1+z2_1-pmi_pos-s; %Posición del pistón (m)
    end

```

```

% Piston 2
xp_2=offset_cb-(rcr*sind(alfa_0+alfa_2));
z1_2=rcr*cosd(alfa_0+alfa_2);
gamma_2=acosd(xp_2/l);
z2_2=l*sind(gamma_2);
if alfa_2==0
    pos_2=0;
else
    pos_2=z1_2+z2_2-pmi_pos-s;
end

% Piston 3
xp_3=offset_cb-(rcr*sind(alfa_0+alfa_3));
z1_3=rcr*cosd(alfa_0+alfa_3);
gamma_3=acosd(xp_3/l);
z2_3=l*sind(gamma_3);
if alfa_3==0
    pos_3=0;
else
    pos_3=z1_3+z2_3-pmi_pos-s;
end

% Piston 4
xp_4=offset_cb-(rcr*sind(alfa_0+alfa_4));
z1_4=rcr*cosd(alfa_0+alfa_4);
gamma_4=acosd(xp_4/l);
z2_4=l*sind(gamma_4);
if alfa_4==0
    pos_4=0;
else
    pos_4=z1_4+z2_4-pmi_pos-s;
end

% Piston X...

% Volumen inicial
vol_1=pos_1*a_p+v_min;
vol_2=pos_2*a_p+v_min;
vol_3=pos_3*a_p+v_min;
vol_4=pos_4*a_p+v_min;

% Masa de aire inicial en el cilindro "x" (Kg)
m_a_1=p_atm*vol_1/(r_gas*t_amb);
m_a_2=p_atm*vol_2/(r_gas*t_amb);
m_a_3=p_atm*vol_3/(r_gas*t_amb);
m_a_4=p_atm*vol_4/(r_gas*t_amb);

% Masa combustible inicial con dosado estequiométrico (1/15) (Kg)
m_c_0=(p_atm*(v_min+(a_p*s)))/(16*r_gas*t_amb);

% Flujo másico
k_flujo=1000*sqrt(2*gamma*((0.999^(2/gamma))-
(0.999^((gamma+1)/gamma)))/((gamma-1)*(r_gas)));

% Puntos CFD
angulo_puntos=[0:1:720];
flujo_masico_puntos=[-1000:1000:2];
mariposa_puntos=[0:1:100];

% tablas
load tablas.mat
% cd_adm (flujo_masico_puntos, angulo_puntos, mariposa_puntos);
% cd_esc (flujo_masico_puntos, angulo_puntos, mariposa_puntos);

```

## 5 RESULTADOS Y ANÁLISIS

Como ya se indicó en el apartado 2.4, el objetivo de esta metodología trata de ir verificando paso a paso durante el desarrollo, por lo que en el caso de este proyecto el análisis y resultado se reduce a la verificación de las diversas partes que componen el modelo de la planta.

De cara a futuros trabajos, el siguiente paso será incorporar todos los datos reales del sistema, incluidos los obtenidos en CFD para la validación del modelo de la planta antes de comenzar a realizar las verificaciones del modelo de la ECU.

Así, este apartado se desglosa en la validación del modelo cinemático por un lado, y del modelo dinámico por otro, incluyendo al final la verificación de ambas partes integradas.

### 5.1 Modelo cinemático

Siguiendo el apartado 4, en primer lugar se verifica que la posición de los cuerpos y el movimiento descrito por el mecanismo debido a los grados de libertad son correctos. Para ello, el visualizador que ofrece SimMechanics es una herramienta idónea para observar la animación del mecanismo.

Si se importan los archivos CAD correspondientes a cada uno de los cuerpos del modelo, se obtiene una representación 3D de su geometría, así como la animación del mismo.

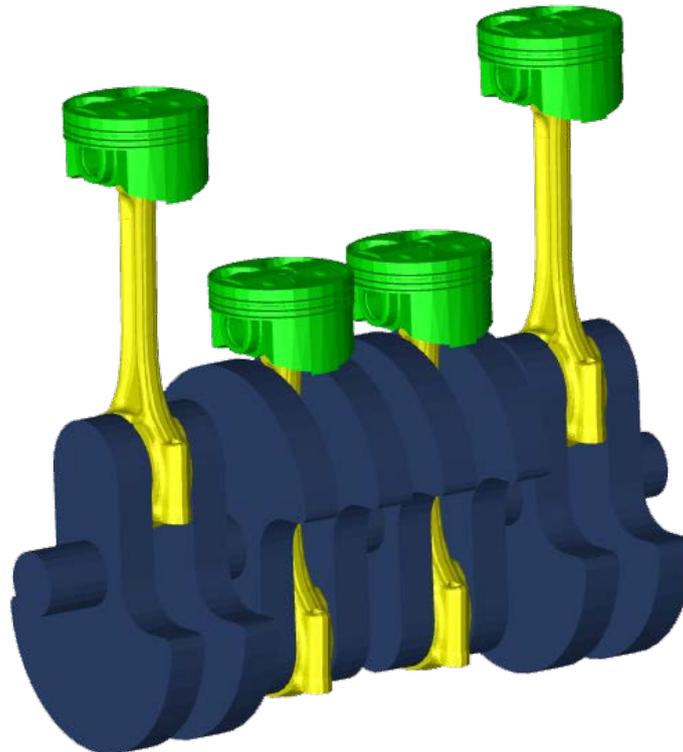


Fig. 63. Visualización del modelo realizado en SimMechanics

Una vez comprobada la correcta disposición de los cuerpos y cada uno de sus ejes, se verifica el correcto funcionamiento del mecanismo gracias a su animación, observando el comportamiento en cada una de las articulaciones dispuestas.

El siguiente punto a observar son los sensores empleados. Para el caso del sensor situado en el cigüeñal, la medida del ángulo la genera entre  $-180^\circ$  y  $180^\circ$ . Como se explicó en el punto 4.1.3.1, es necesario transformar esa señal a un ángulo comprendido entre  $0^\circ$  y  $720^\circ$ , representando así las dos vueltas del cigüeñal para cada ciclo, lo cual se puede observar en la siguiente gráfica.

La otra señal procedente del sensor, se trata de la velocidad angular instantánea, que por comodidad se ha generado en revoluciones por minuto. En el caso de la verificación del correcto funcionamiento del sistema, se aprecia como el mecanismo aumenta la velocidad gracias al par generado por el motor eléctrico simulado, hasta alcanzar el régimen deseado (en este caso  $\approx 3000$  rpm), después con la ayuda del freno modelado que contrarresta la fuerza generada por la combustión, la velocidad de giro tiende a estabilizarse.

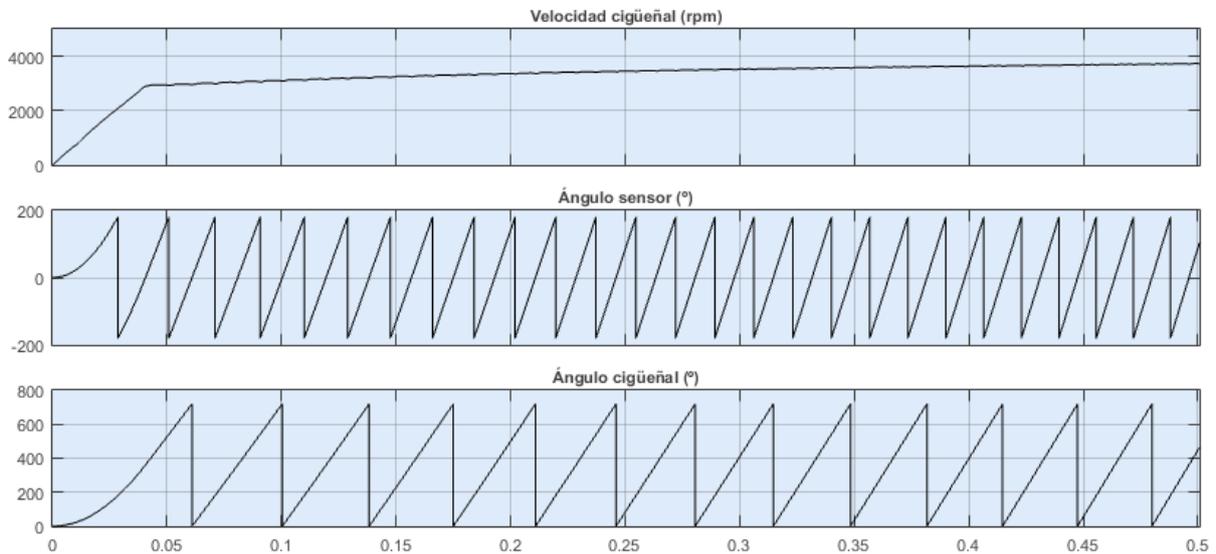


Fig. 64. Gráfica: Señales procedentes del sensor del cigüeñal frente al tiempo (0.5s)

Si se aprecia en detalle, se observa como la velocidad del cigüeñal presenta una serie de oscilaciones debidas al impulso que recibe cada pistón tras la combustión, así como a las fuerzas de inercia del sistema. A continuación, se muestra la señal de velocidad en el cigüeñal a lo largo de un ciclo, pudiendo observar de forma ampliada este efecto, fundamental a la hora de verificar el funcionamiento de la ECU.

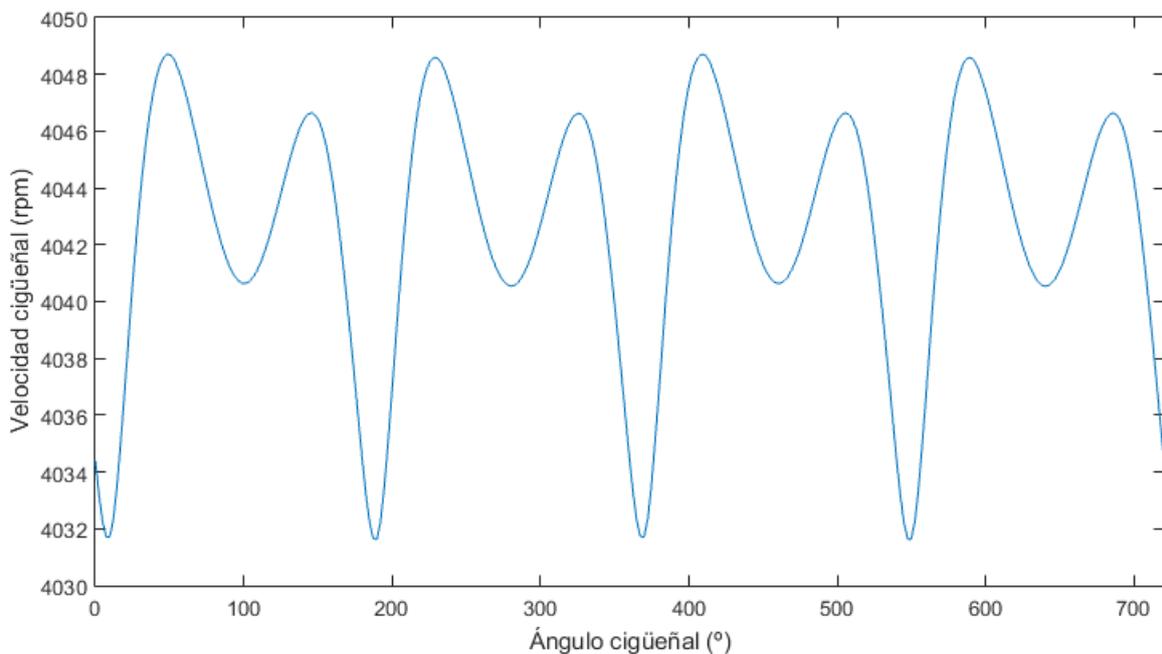


Fig. 65. Gráfica: Régimen de giro durante un ciclo

Por este motivo para la obtención de la fuerza de combustión, es necesario modelar la velocidad media durante el ciclo anterior, como ya se explicó en el apartado 4.1.3.1.

El otro sensor cinemático modelado está situado en el pistón, obteniendo la posición, velocidad y aceleración del mismo.

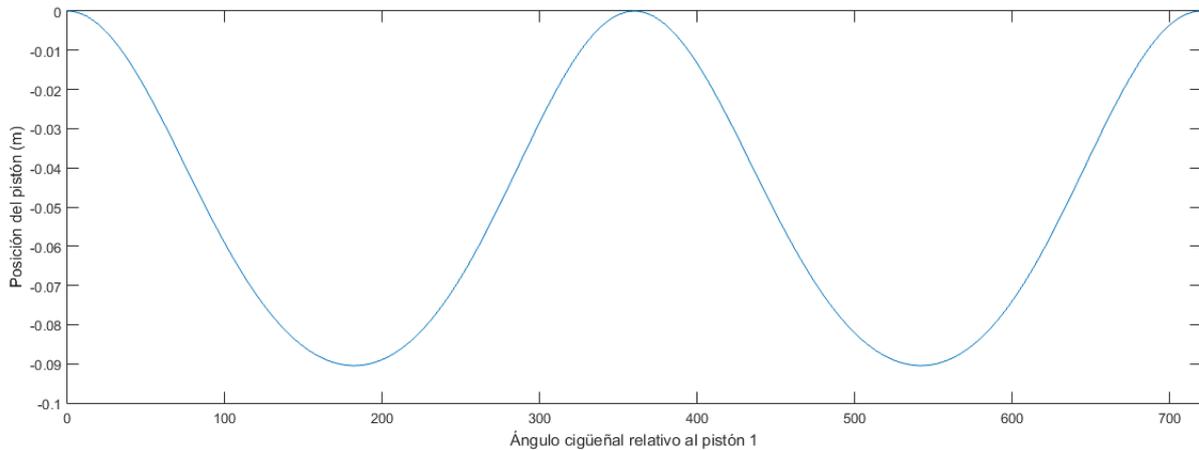


Fig. 66. Gráfica: Posición del pistón durante un ciclo

Como se aprecia la posición varía entre 0 y la carrera, pero en sentido negativo, ya que se ha establecido la posición 0 como el PMS. Por este motivo será necesario multiplicar por el área del pistón con signo negativo para obtener el volumen en la cámara, sumando el volumen de la cámara en el PMS, que como ya se explicó en el apartado 4.1.3.2, se obtiene gracias a la relación de compresión.

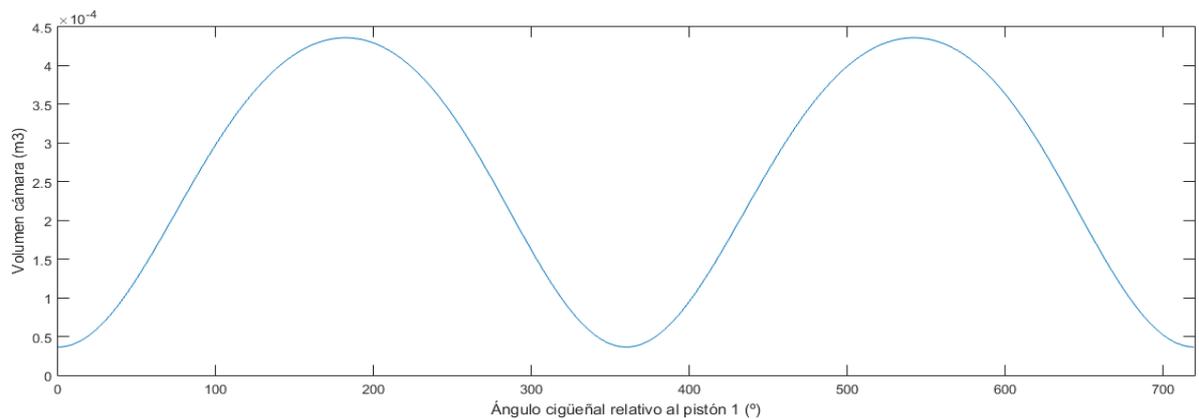


Fig. 67. Gráfica: Volumen de la cámara durante un ciclo

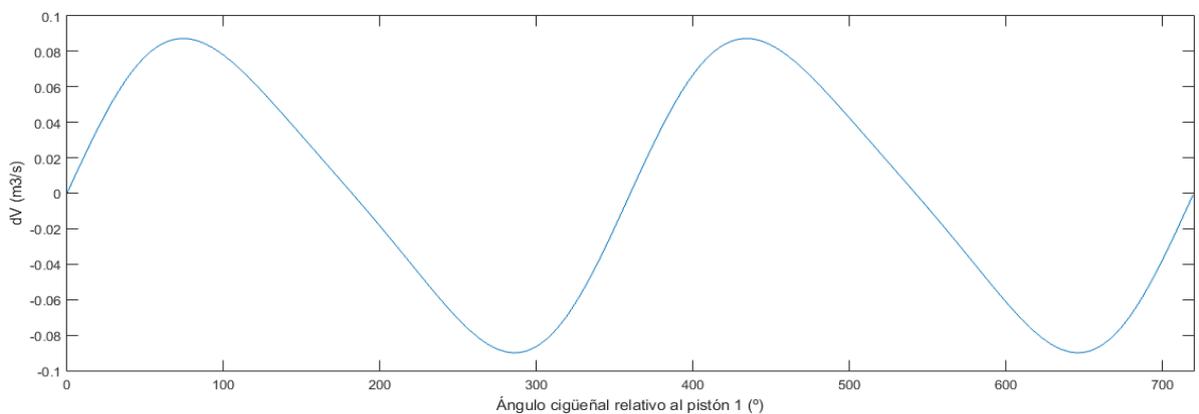


Fig. 68. Gráfica: Diferencial del volumen de la cámara durante un ciclo

Se verifica que a medida de aumenta el volumen, el diferencial es positivo, siendo negativo en las carreras ascendentes del pistón, es decir cuando el volumen disminuye.

El convenio de signos empleado en todas las variables es positivo en sentido vertical ascendente y negativo para el movimiento descendente.

Los descentramientos de los ejes del bulón y del cilindro mencionados en el apartado 3.2, generan un avance asimétrico del ángulo en que se encuentran los PMS y PMI, por lo que el desplazamiento angular en las carreras ascendentes no es el mismo que en las carreras de bajada. Esto acentúa la complejidad que se presenta la cinemática de un mecanismo biela-manivela, tal como se puede apreciar en las siguientes gráficas en las que se representan sus variables a lo largo de un ciclo.

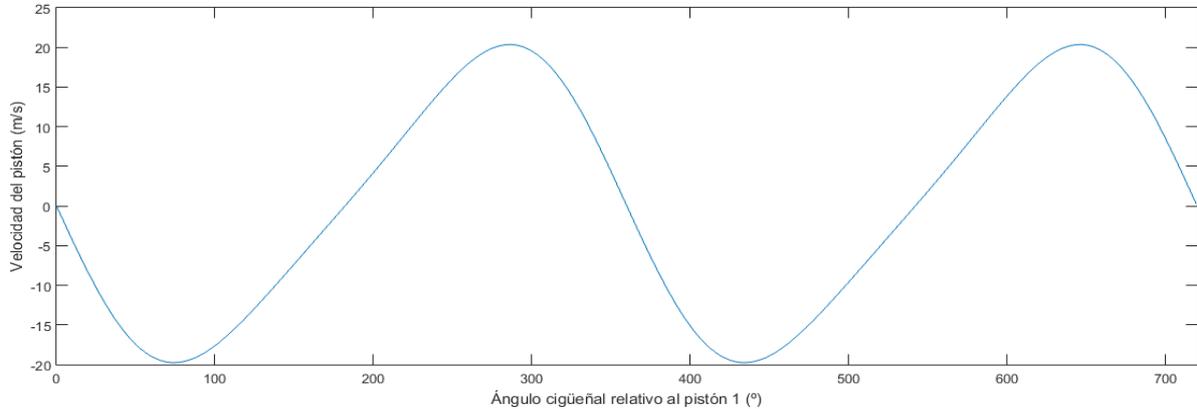


Fig. 69. Gráfica: Velocidad del pistón durante un ciclo

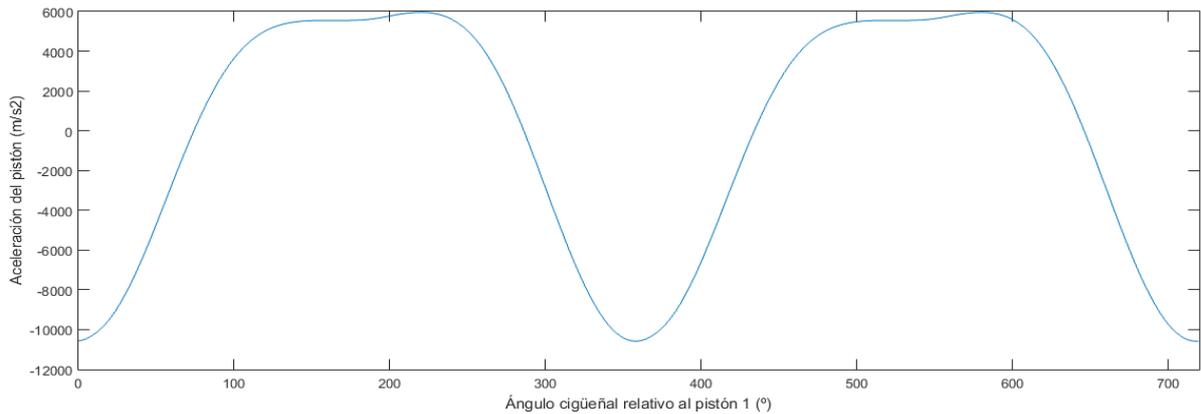


Fig. 70. Gráfica: Aceleración del pistón durante un ciclo

Se ve como la variación de velocidad en las carreras descendentes son más bruscas que en las ascendentes. En la Fig. 70 se pueden observar unas extrañas variaciones de aceleración durante las aceleraciones máximas positivas. Este efecto es ocasionado por el desfase de los ejes, mencionado.

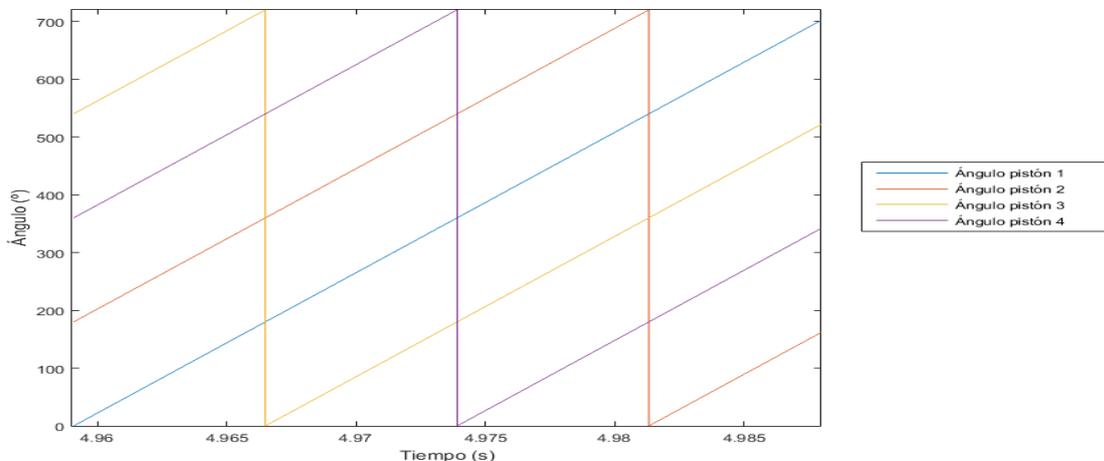


Fig. 71. Gráfica: Ángulo de cada uno de los pistones durante un ciclo

Por último de cara a la dinámica es necesario obtener el ángulo relativo en que se encuentra cada pistón, presentando entre ellos un desfase de  $180^\circ$  y siguiendo el orden de encendido 1-3-4-2.

## 5.2 Modelo dinámico

Para validar el modelo dinámico, y puesto que su desarrollo se ha realizado paralelamente al modelo cinemático, se requieren una serie de simuladores, destacando como más importante el simulador realizado para su verificación final, aportando las señales requeridas por este, que son las siguientes:

- Señal de encendido (Binaria)
- Señal de inyección (Binaria)
- Ángulo de cigüeñal ( $0^\circ - 720^\circ$ )
- Velocidad media (rpm)
- Volumen ( $m^3$ )
- Variación de volumen ( $m^3 / s$ )
- Posición de la mariposa (% de apertura)

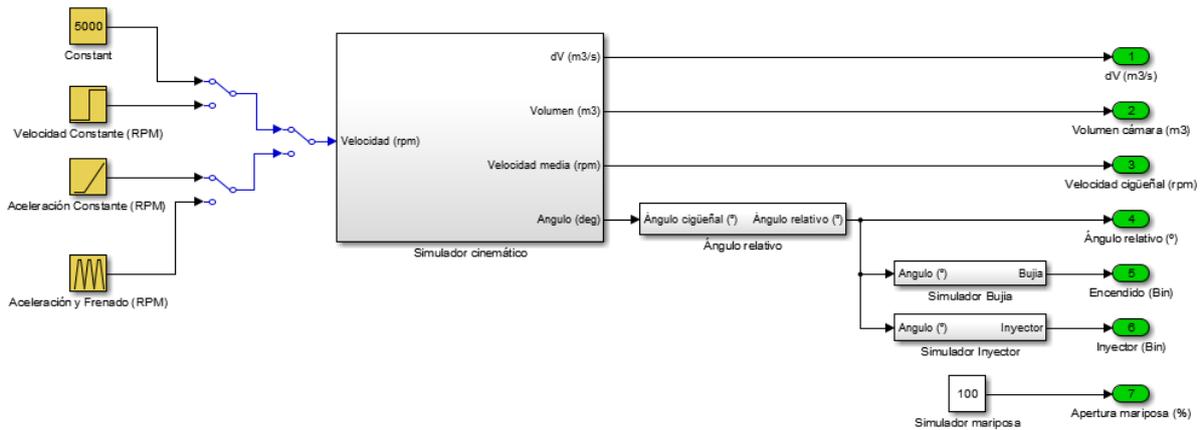


Fig. 72. Modelo SIMULINK del simulador para la verificación del modelo dinámico

Así, a partir de una velocidad dada, uniforme o no, y de la apertura de la mariposa, constante o variable, se generan cada una de las anteriores variables de entrada requeridas por el modelo dinámico, a través de una serie de comparadores y operaciones trigonométricas.

Para comprobar su funcionamiento, se realizan distintas pruebas. En la siguiente figura se representan las distintas señales del simulador, a partir de una entrada de 3000 rpm, acelerando a 5000 rpm en 0.2 segundos, manteniendo la velocidad constante durante los siguientes 0.2 segundos, y volviendo a las revoluciones iniciales con una deceleración igual a la aceleración inicial.

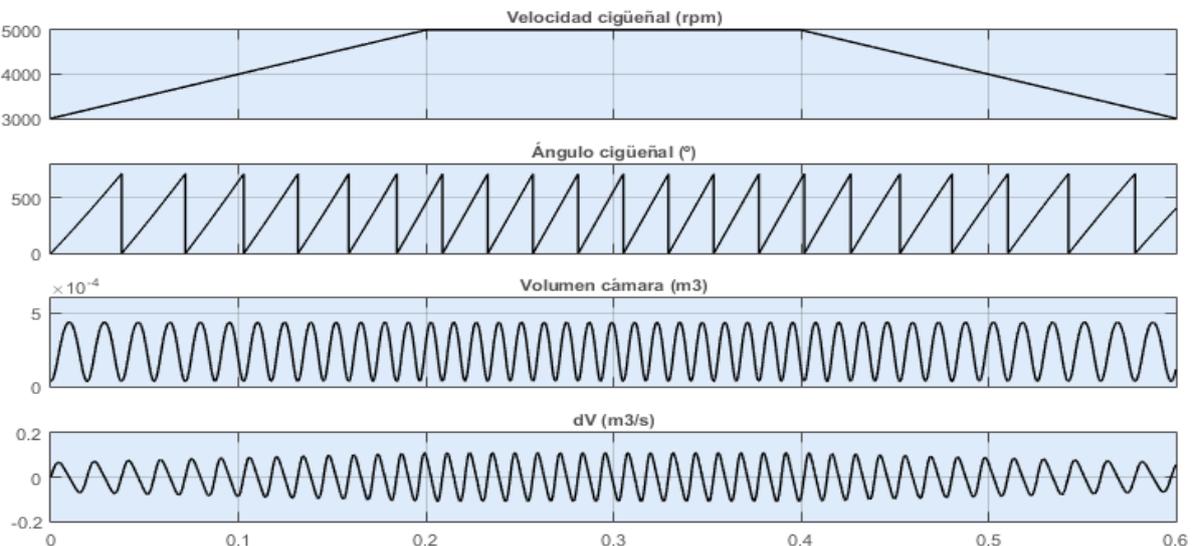


Fig. 73. Gráfica: Variables del simulador cinemático 1 frente al tiempo (0.6s)

Se puede apreciar como a medida que acelera, el tiempo que tarda en recorrer los 720° del ciclo se reduce, al igual que en la gráfica del volumen, siendo siempre positivo. Por último, la variación de volumen aumenta sus valores tras la aceleración.

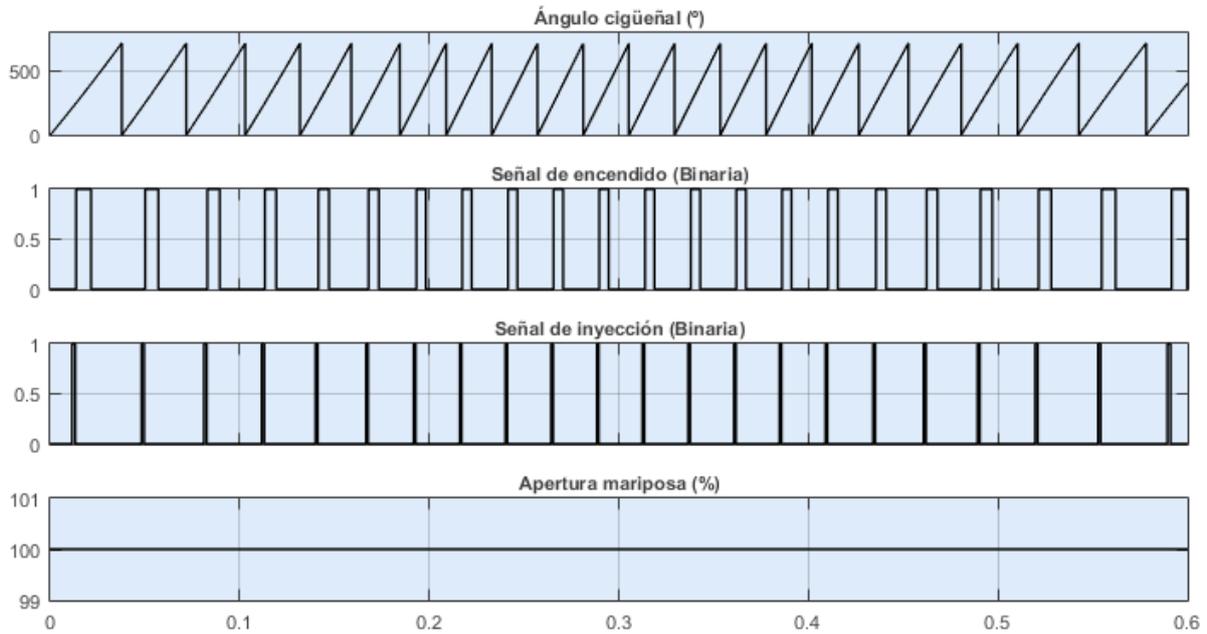


Fig. 74. Gráfica: Variables del simulador cinemático 2 frente al tiempo (0.6s)

En cuanto a las señales de la ECU simuladas, se han fijado en base a un ángulo, por lo que se reducen a medida que acelera. Esto se opone al funcionamiento real, pero de cara a las verificaciones, es suficiente. Así cuanto mayor régimen, el tiempo de inyección se reduce, con lo cual menor gasto, contrario a lo que sucede realmente. Es necesario saber que en esta verificación de subsistemas no busca la fidelidad, sino la robustez de los mismos. Una vez verificado, se conectará al modelo de la ECU que aportará las señales correctas.

Tras comprobar que el simulador responde correctamente, se validan cada uno de los subsistemas, siguiendo un orden inverso al empleado en el desarrollo del modelo, comenzando por el dosado.

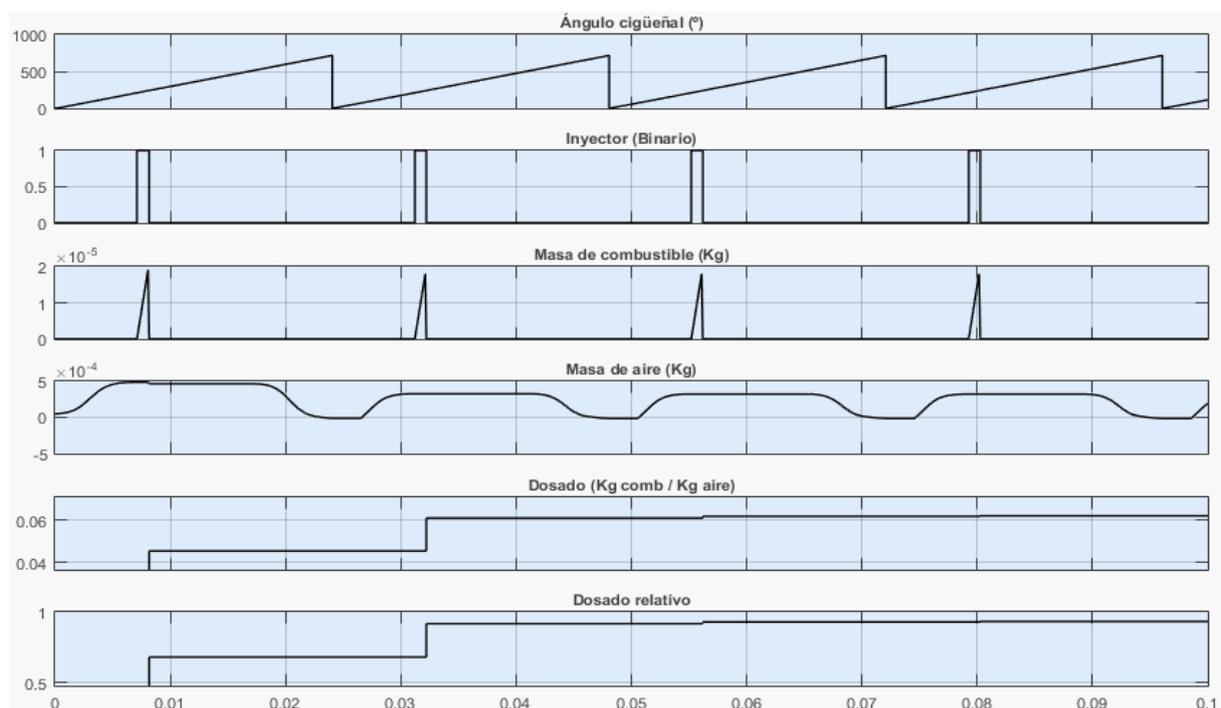


Fig. 75. Gráfica: Verificación del modelo de dosado frente al tiempo (0.1s)

Fijando una velocidad constante, se aprecia como la masa en el cilindro se reduce y aumenta tras los procesos de escape y admisión. Una vez se cierra la válvula de admisión, se abre el inyector, introduciendo el combustible necesario para el siguiente ciclo al ser un motor de inyección indirecta. Durante esta apertura, la masa de combustible aumenta linealmente debido al flujo constante del inyector. En el instante en que el inyector cierra, se fijan las masas de aire y combustible en ese momento y se calcula el dosado, manteniendo ese valor hasta el ciclo siguiente. Así se puede apreciar como el dosado se actualiza cada ciclo, tras el cierre del inyector.

En referencia a la correlación de Taylor, que establece la duración de la combustión, observando la ecuación [ 53 ], se observa que es sensible a dos variables, el dosado y el régimen de giro. Aunque una vez conectado al controlador, así como en la realidad, ambas variables son dependientes, en este punto se verifica la sensibilidad ante cada una de las entradas, fijando la otra como una constante.

En primer lugar, si fijamos el dosado relativo en 1, valor que se suele buscar en los MEP, se obtiene la siguiente gráfica:

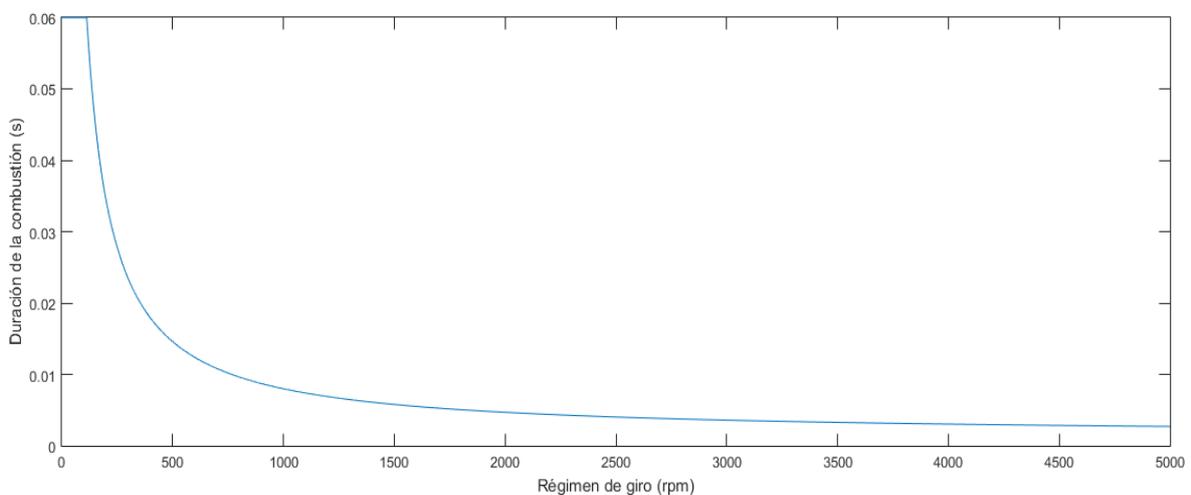


Fig. 76. Gráfica: Duración de la combustión frente al régimen de giro

Se aprecia como a medida que aumenta el régimen, la duración de la combustión como es obvio, desciende. A medida que el régimen se aproxima a cero, la duración tiende a infinito, por lo que se establece una duración mínima igual a la duración de combustión a la velocidad de giro establecida por el motor eléctrico.

En cuanto a la sensibilidad frente al dosado, fijando las revoluciones del motor, se obtiene la siguiente gráfica:

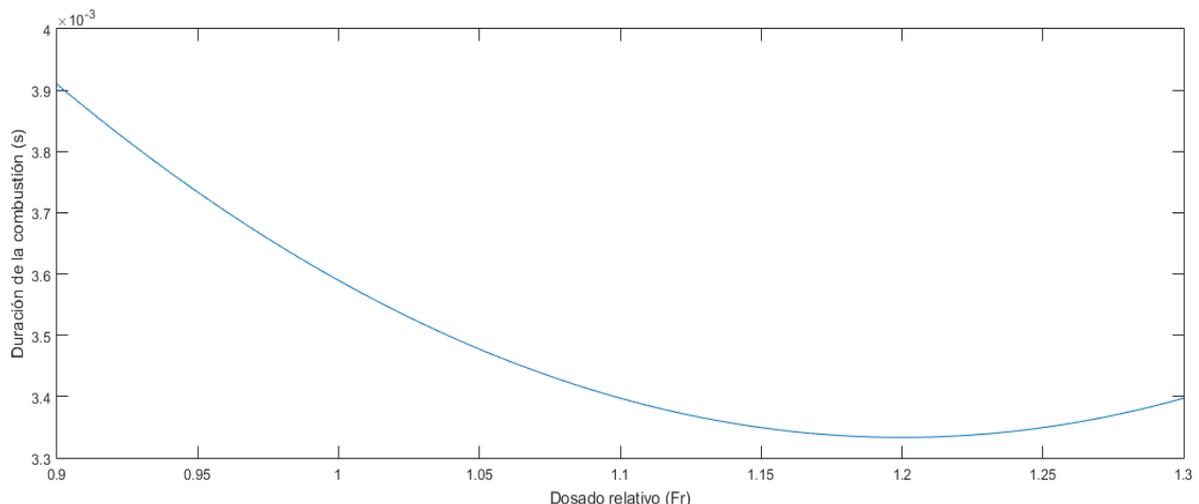


Fig. 77. Gráfica: Duración de la combustión frente al dosado relativo

Debido a la velocidad de combustión laminar propia del combustible, la duración de combustión, tiene un mínimo para dosados relativos ligeramente ricos como se observa en la gráfica. A continuación se representa la velocidad de combustión laminar de algunos combustibles en función del dosado, coincidiendo con la Fig. 77:

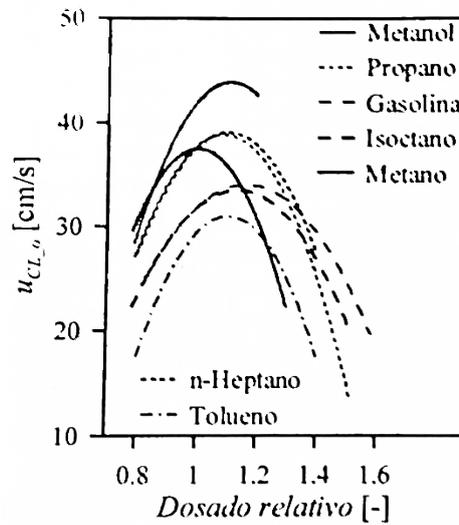


Fig. 78. Velocidad de combustión laminar para distintos combustibles (Payri & Desantes, 2011)

Con las variables necesarias para la ley de Wiebe, para un régimen de giro estabilizado:

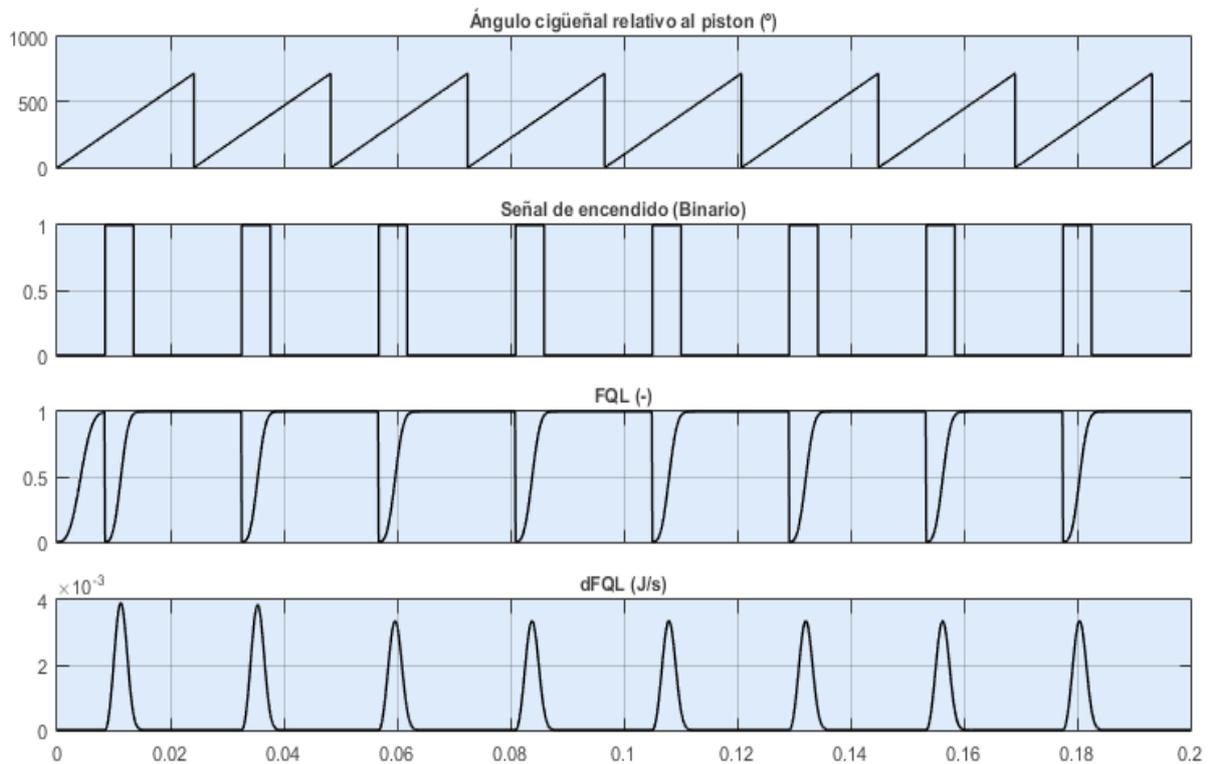


Fig. 79. Gráfica: Variables de la combustión frente al tiempo (0.2s)

Se puede observar cómo se produce la liberación de calor en la cámara de combustión una vez que la ECU aporta la señal de encendido. Tras la señal, la fracción de calor liberado se sitúa en 0 y entrega toda la energía en función de los parámetros de Wiebe establecidos y de la duración de la combustión, ya que como hipótesis se consideran que todas las combustiones son completas.

Al considerarse todas las combustiones completas, y descartarse efectos como la dispersión cíclica, se reduce la fidelidad del modelo, aunque este error es despreciable para el uso principal dado.

A continuación se observa en detalle la liberación de energía en la reacción

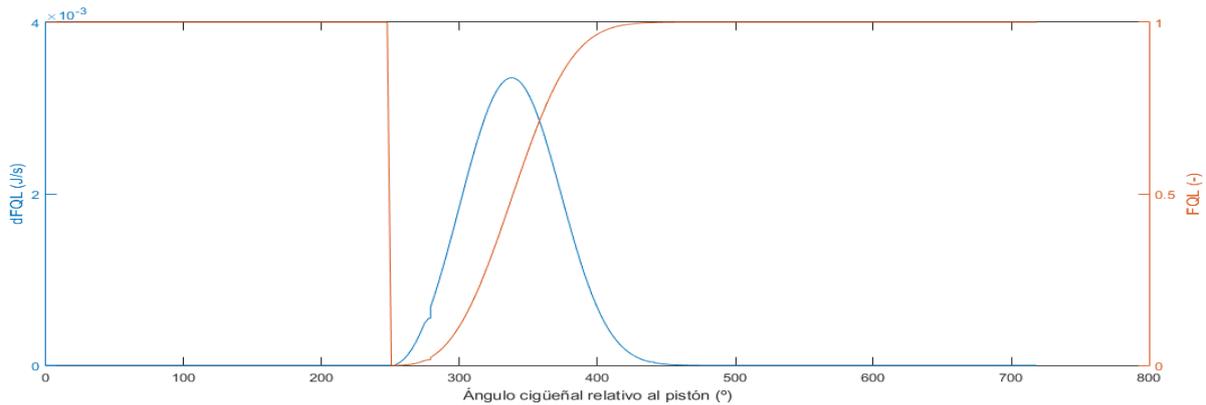


Fig. 80. Gráfica: Fracción de calor liberado y su derivada frente a lo largo de un ciclo

El fenómeno de autoinflamación, al igual que el resto de efectos de la combustión anormal no es incluido, considerando toda la combustión debida al avance del frente de llama. Este efecto puede ser muy perjudicial de cara al diseño del motor, ya que en ocasiones es un parámetro que limita las prestaciones, pero para el caso que nos ocupa, se puede omitir.

El siguiente punto a verificar es el valor de la entalpía modelado, que queda relegado a la gráfica generada por las tablas JANAF, verificando, que la entalpía de la mezcla a temperatura ambiente es nula. A temperaturas inferiores, la entalpía es negativa, mientras que es positiva para temperaturas superiores.

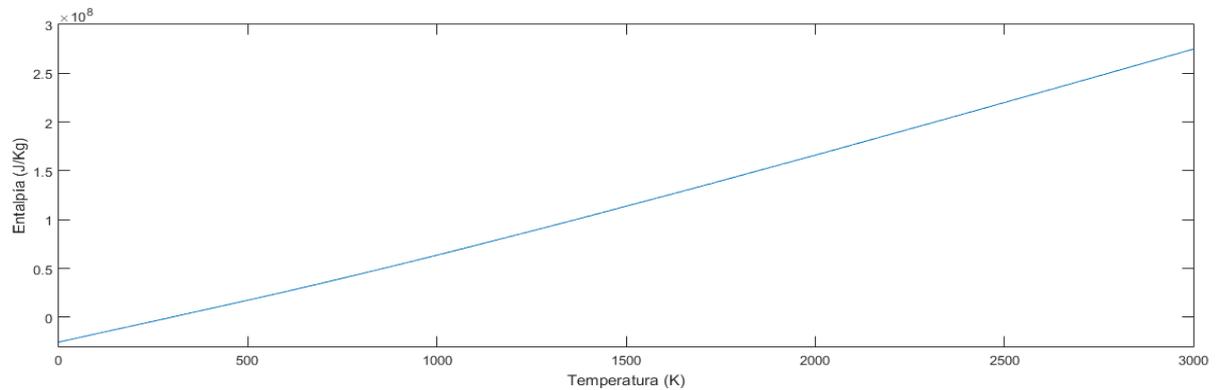


Fig. 81. Gráfica: Entalpía de la mezcla en función de la temperatura

Para el cálculo del flujo se establecen varias condiciones, las cuales se verifican a continuación:

Según lo expuesto en el apartado 4.2.2.2, en primer lugar las presiones y temperaturas de entrada y salida se establecen en función de la dirección de flujo y para ello se considera la presión en la cámara como condición, saliendo el flujo (signo -) cuando la presión en la cámara es mayor que la atmosférica, tal como se observa en la siguiente gráfica:

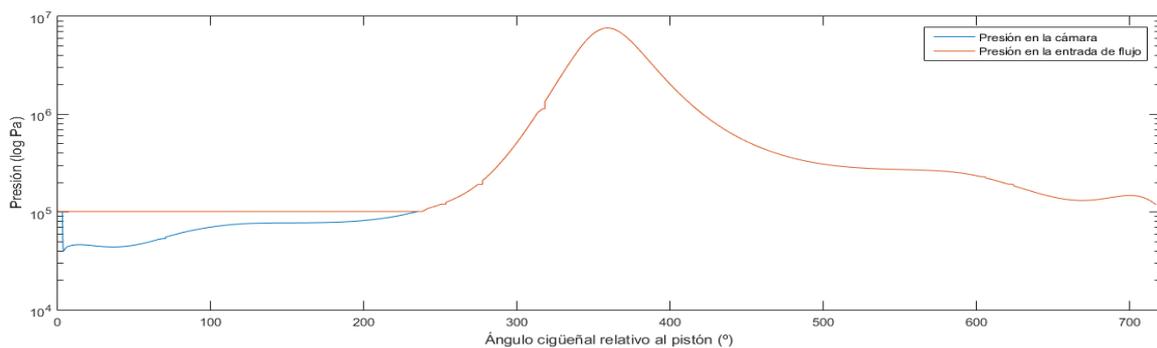


Fig. 82. Gráfica: Presión de entrada de flujo a lo largo del ciclo

Se verifica la correcta introducción del perfil de levas, generando el área de las válvulas en cada instante:

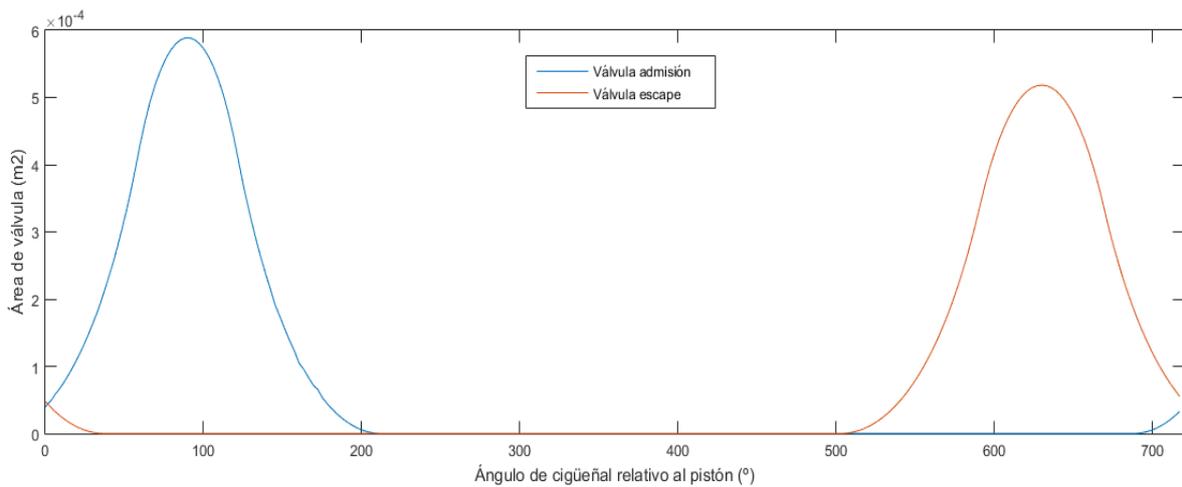


Fig. 83. Gráfica: Área de paso de flujo a través de las válvulas durante un ciclo

Se aprecia que existe un pequeño recorrido donde se produce el cruce de válvulas al tener ambas abiertas. Otro punto a observar es el tipo de flujo, estableciendo un límite cuando se alcanza el bloqueo sónico como ya se explicó en el desarrollo del modelo (apartado 4.2.2.2):

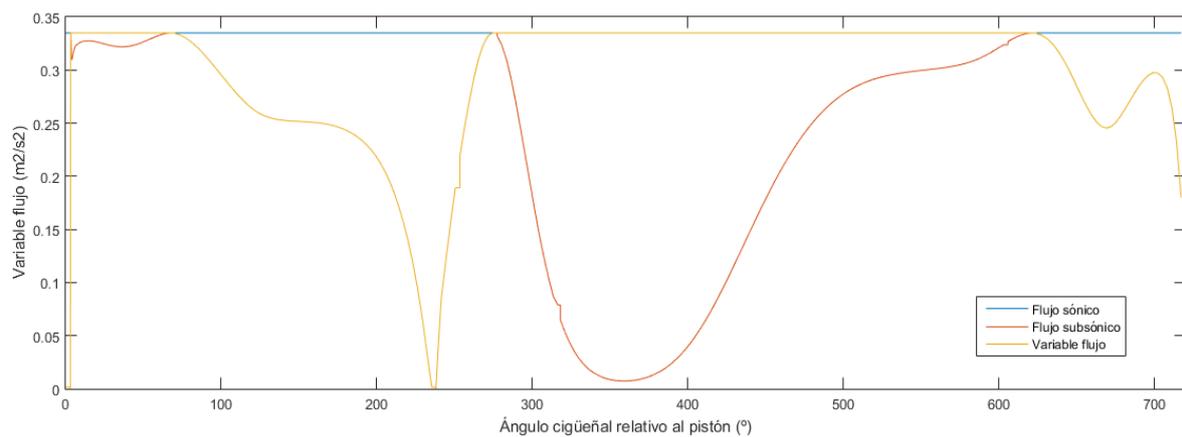


Fig. 84. Gráfica: Tipo de flujo a lo largo del ciclo

Cuando la relación de presiones alcanza un valor crítico, esta variable toma un valor calculado, no pudiendo sobrepasarlo al llegar al bloqueo sónico.

Finalmente se representa el flujo másico obtenido frente a la apertura de válvulas, y frente a la presión en la cámara en las siguientes gráficas.

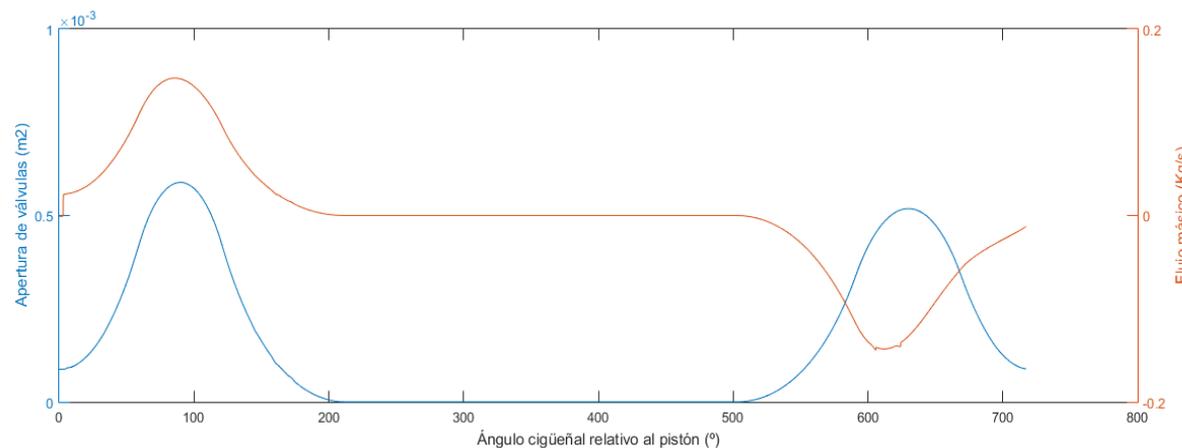


Fig. 85. Gráfica: Relación entre el flujo másico y la apertura de las válvulas a lo largo de un ciclo

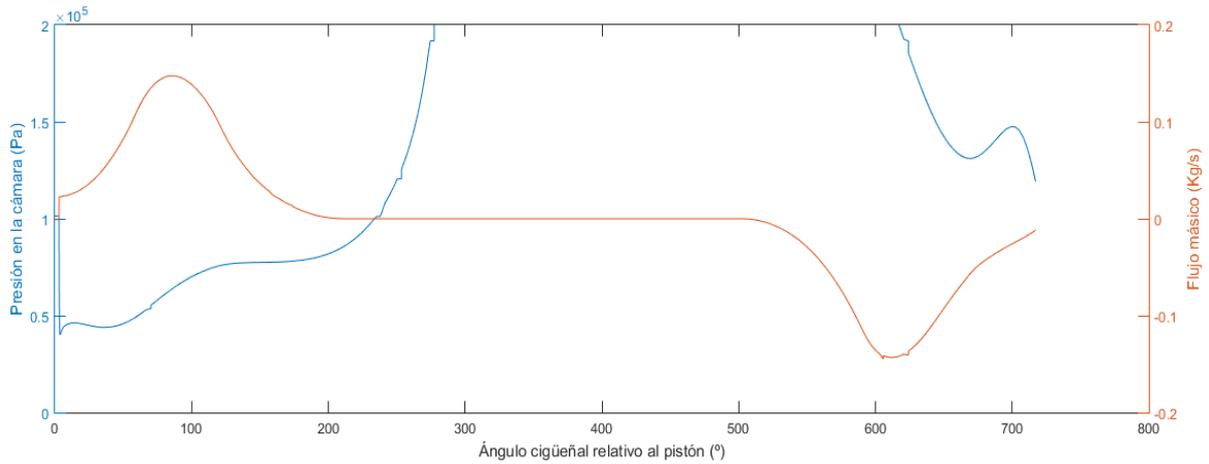


Fig. 86. Gráfica: Relación entre el flujo másico y la presión en la cámara a lo largo de un ciclo

Para culminar, se llega al punto de partida en el desarrollo del modelo dinámico, donde para la obtención de la presión del gas que genera la fuerza se recurría al balance de potencia para el ciclo. Con todas las entradas requeridas por el balance verificadas, se pone a prueba el sistema para observar su respuesta.

Partiendo de la masa inicial, la cantidad de masa de mezcla en la cámara es la integral del flujo másico.

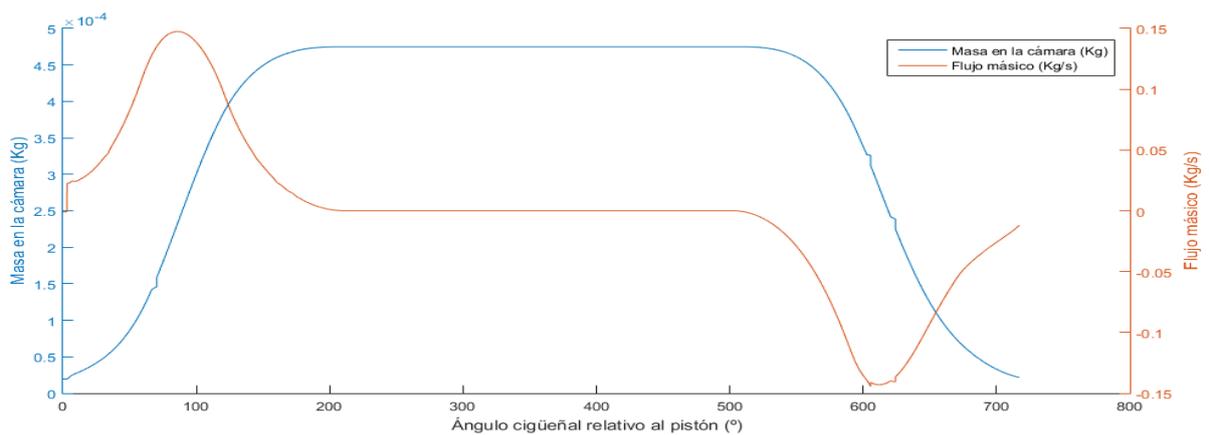


Fig. 87. Gráfica: Relación entre la masa y el flujo másico a lo largo de un ciclo

Se obtienen las principales variables del balance de potencia, presión y temperatura, las cuales se representan a continuación:

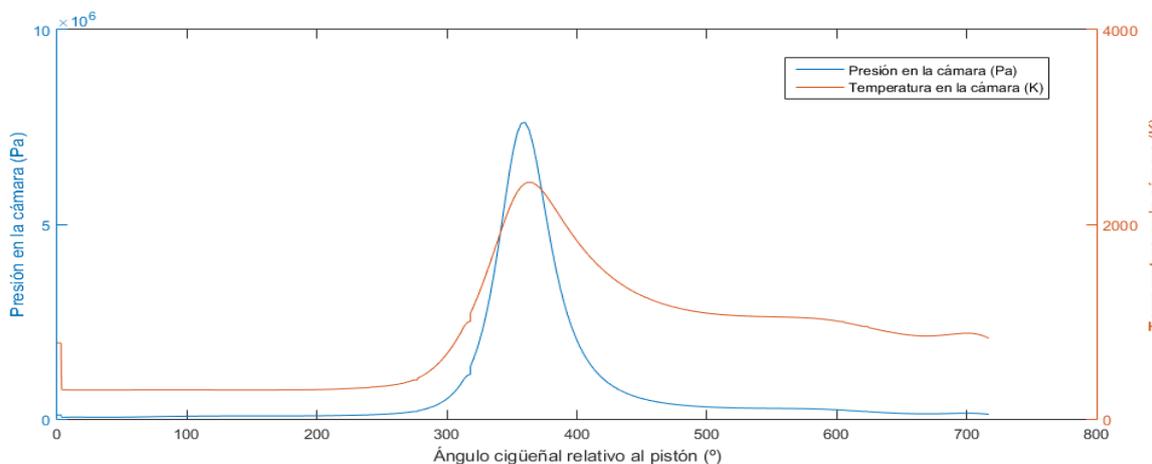


Fig. 88. Gráfica: Relación entre la presión y la temperatura a lo largo de un ciclo

Donde el salto de temperatura se produce tras tener el volumen mínimo con residuos de la combustión, y aumentar rápidamente el volumen con masa fresca.

Con el modelo dinámico finalizado, es posible representar cualquier variable deseada, como pudiera ser referente al ciclo termodinámico. A continuación se ejemplifican los diagramas presión-volumen y presión temperatura.

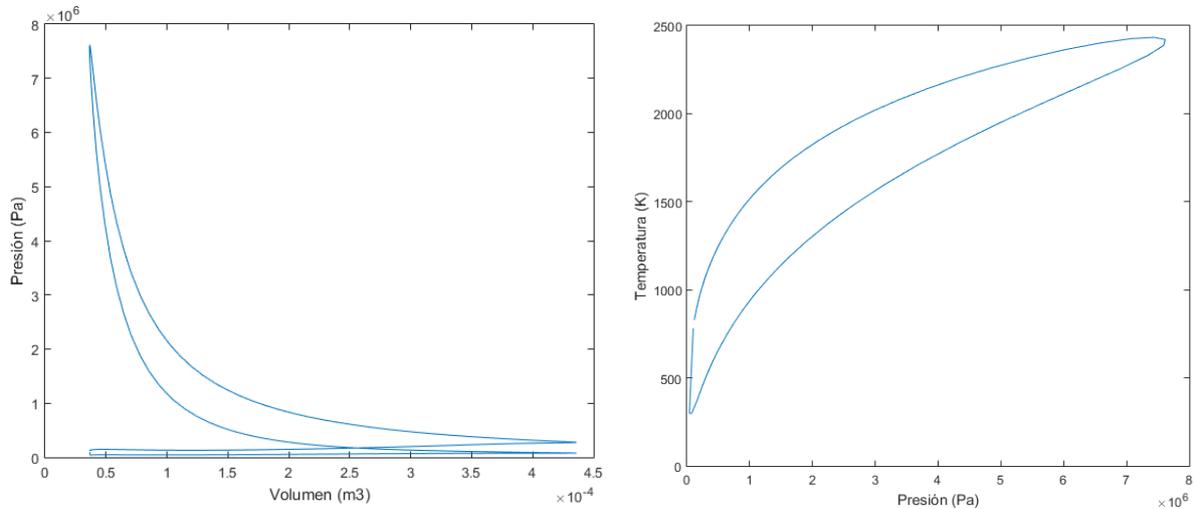


Fig. 89. Gráfica: Diagramas pV (izquierda) y pT (derecha)

Con lo que se concluye la verificación de los modelos desarrollados, con una gráfica con las principales respuestas dinámicas del motor ante un régimen constante a lo largo del tiempo.

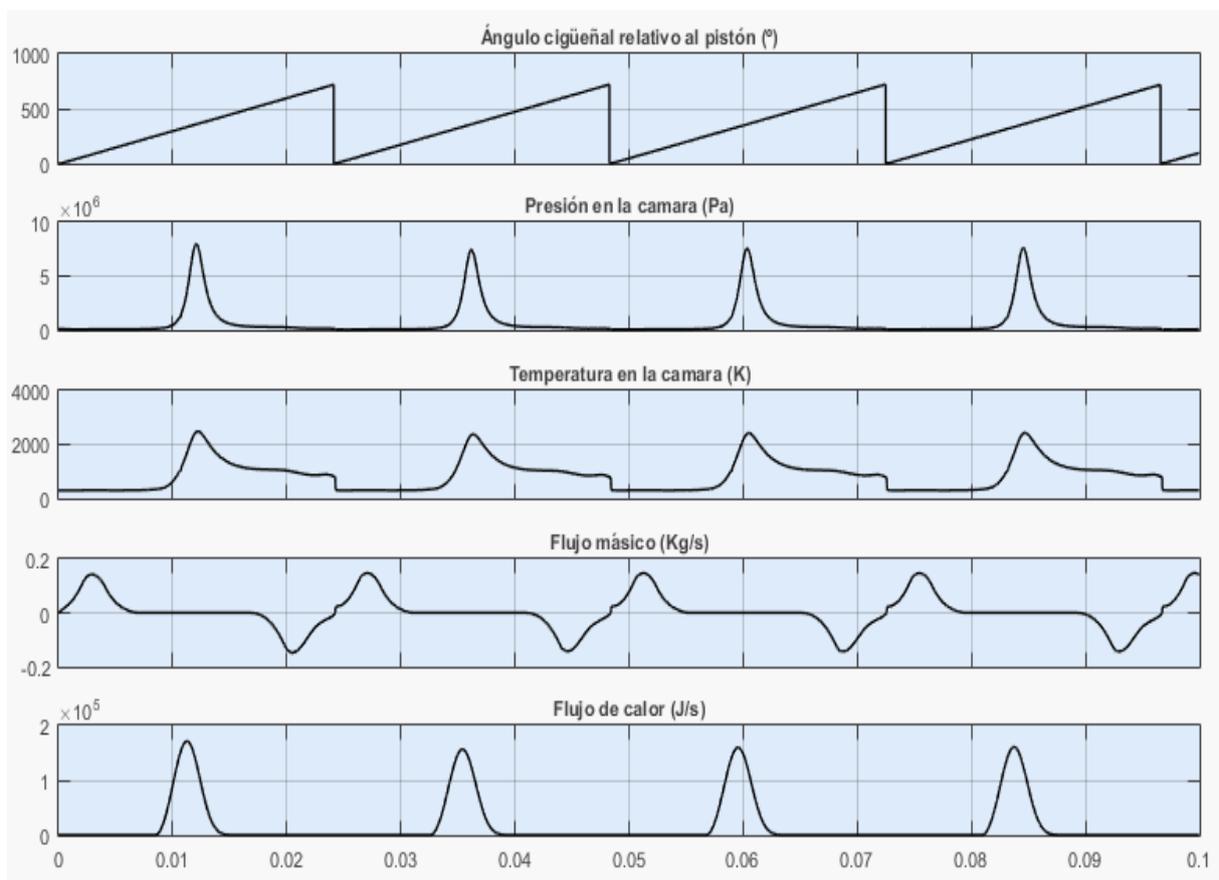


Fig. 90. Gráfica: Variables del balance de potencia a lo largo del tiempo (0.1s)

## 6 CONCLUSIONES

### 6.1 Conclusiones personales

Como valoración personal, el desarrollo del modelo en MATLAB / SIMULINK ha supuesto la oportunidad de incrementar los conocimientos, partiendo desde los principios básicos, de un motor de combustión interna, especialmente de los motores de encendido provocado.

La necesidad de aplicar los fundamentos de algunas ramas de ingeniería, como son la mecánica de fluidos, la termodinámica, la teoría de mecanismos, los motores de combustión interna y la ingeniería de control, lo convierten en un excelente trabajo de cara a las bases del Trabajo Fin de Máster, la aplicación de los conocimientos adquiridos en las asignaturas impartidas a lo largo del Máster.

Por otra parte, la realización del proyecto supone una introducción en el ámbito del modelado y concretamente del diseño basado en modelos, temas apenas referenciados en las guías docentes de ingeniería, a pesar de tener cada vez un papel más relevante.

En cuanto al software utilizado, la profundización en un entorno como MATLAB / SIMULINK, significa la oportunidad de aprender una herramienta muy utilizada gracias a su versatilidad y alcance en una infinidad de ramas ingenieriles.

Por último, la realización del Trabajo Fin de Máster con la colaboración del equipo de Formula Student, aporta un carácter competitivo, tan importante en el sector automovilístico, como se mencionaba en el inicio de este trabajo, a la vez que gracias al trabajo en equipo y filosofía de la competición, permite una visión tanto global como detallada, de todos y cada uno de los sistemas de un vehículo, desde sus comienzos, el inicio de su diseño; pasando por la fabricación, hasta el montaje y puesta a punto final.

### 6.2 Principales aportaciones del autor del TFM

Con este trabajo, se aporta el desarrollo de un modelo para un motor de encendido provocado en MATLAB / SIMULINK que representa la cinemática y dinámica del mismo, enfocado al desarrollo de ECUs mediante la metodología de diseño basado en modelos, pero fácilmente adaptable para el estudio y comprensión de estos motores.

El desarrollo realizado permite indistintamente emplear la parte cinemática o dinámica. A modo de ejemplo se destaca, haciendo referencia a las prácticas realizadas en el máster, un uso del modelo cinemático, empleándose como punto de partida en un estudio de optimización del pistón de un motor tricilíndrico y reducción del ruido ocasionado por el fenómeno "piston slap", tras introducir como fuerzas la presión en la cámara obtenida en el banco de ensayo, obteniendo las reacciones sobre el pistón a lo largo del ciclo.

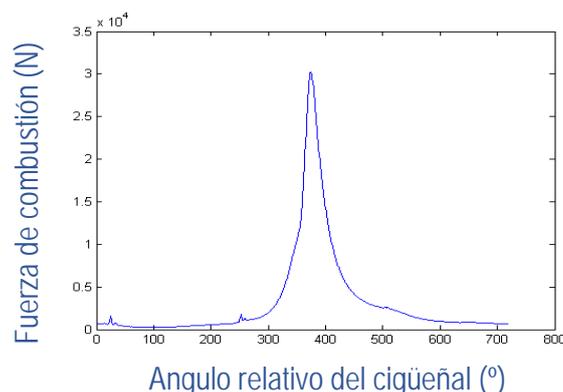


Fig. 91. Gráfica: Reacción en el pistón debido a la fuerza de combustión

Del mismo modo permite el estudio y representación de cualquier diagrama generado por las variables deseadas y comprobando la sensibilidad del sistema ante la variación de cualquier otra variable.

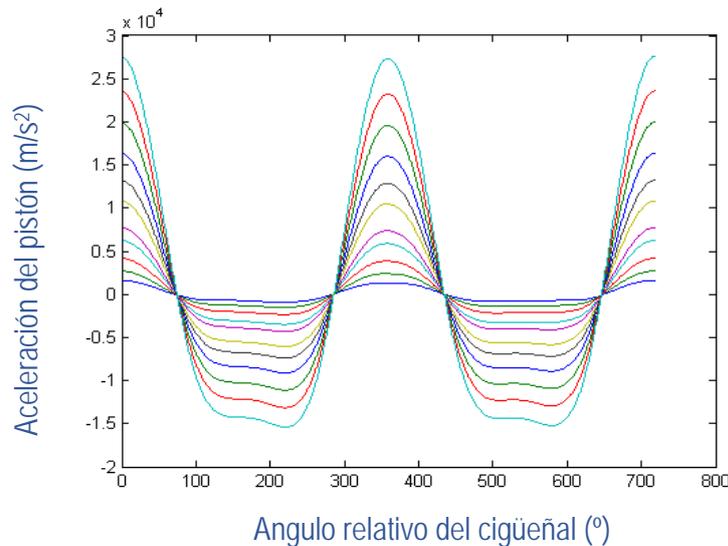


Fig. 92. Gráfica: Aceleraciones del pistón durante el ciclo variando el régimen del motor

### 6.3 Sugerencias para trabajos futuros

A lo largo del proyecto, se han indicado diferentes propuestas de cara a futuros trabajos. A continuación se resumen algunas de las posibles propuestas partiendo de este trabajo como base:

#### 6.3.1 Construcción de la ECU

El punto más importante de cara a futuros trabajos es continuar los siguientes pasos descritos en la metodología-V descrita en apartados anteriores con objeto de la construcción final de la unidad de control. Para ello, el primer paso será introducir todos los datos del motor, y tras compilar el modelo, contrastar el funcionamiento correcto del modelo de la ECU ante diferentes casos de estudio.

Posteriormente, se continuará con la metodología hasta llegar a la programación embebida del controlador y la validación conectándolo físicamente al motor.

#### 6.3.2 Aumento de la fidelidad del modelo

Existen distintas formas de aumentar la fidelidad del modelo, destacando los siguientes puntos a mejorar:

- Aumentar la fidelidad en los procesos de admisión y escape, mejorando los modelos CFD, o a través de la adquisición de datos en banco de ensayo y teniendo en cuenta fenómenos como el blow-by o la reflexión de ondas.
- Obtener una mejor aproximación de la curva de fracción de calor liberado, con la obtención de los parámetros de Wiebe a través de ensayos, o incluyendo otros factores como la dispersión cíclica.
- Modelar las pérdidas de calor a través de las paredes.

## BIBLIOGRAFÍA

- Bolton, W. (2001). *Mecatrónica*. México: Alfaomega.
- Denton, T. (2004). *Automobile Electrical and Electronic Systems*. Elsevier.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. Massachusetts: McGraw Hill, Inc.
- Hohenberg, G. (1979). Advanced approaches for heat transfer calculations. *SAE paper 790825*.
- Krasner, J. (2004). Model-Based Design and Beyond: Solutions for Today's Embedded Systems Requirements. *American Technology International*.
- Lennon, T. (2007). Model-Based design for mechatronic systems. *Machine Design*.
- McBride, B. J., Gordon, S., & Reno, M. A. (1993). *Coefficients for calculating thermodynamic and transport properties of individual species*. Ohio: NASA Technical Memorandum 4513.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2011). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Osborne, L., Brummond, J., Hart, R., Zarean, M., & Conger, S. (2005). Clarus: Concept of Operations. *Federal Highway Administration*.
- Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Editorial Reverté.
- Ríos, S. (1995). *Modelización*. Madrid: Alianza.
- Taylor, C. F. (1985). *Internal combustion engine in theory and practice: Vol 2. Combustion, fuels, materials, design*. Cambridge: The MIT Press.
- White, F. M. (2015). *Fluid Mechanics*. Rhode Island: McGraw-Hill.
- Woschni, G. (1967). A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE Technical Paper 670931*.