



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

MODELADO Y CONTROL DE UN MOTOR DE
ENCENDIDO PROVOCADO DE 3 CILINDROS Y 50 KW
PARA OPTIMIZAR SU RENDIMIENTO USANDO SICICLO
Y MATLAB

TRABAJO FINAL DEL

Máster Universitario en Ingeniería Mecatrónica

REALIZADO POR

Yeuris Adolfo López Jaime

TUTORIZADO POR

Tutor: José Javier López Sánchez

Cotutor: Ramón M. Blasco Giménez

FECHA: Valencia, septiembre, 2019

Resumen

Es conocido que los sistemas de transporte son una de las causas más impactantes en la contaminación del aire de zonas urbanas, como también tienen un gran efecto en la generación de CO₂ a nivel global. Los organismos internacionales cada vez son más y más rigurosas con los motores de combustión interna para la regulación de sus gases de escape y forzando a los investigadores a crear nuevas tecnologías que puedan cumplir con los nuevos estándares a los que el mundo automovilístico se está dirigiendo.

Con esto en mente el *CMT-Motores Térmicos* y el grupo *Renault-Francia Automóviles*, unen fuerzas en un proyecto para el diseño de un MCIA (Motor de Combustión Interna Alternativo) prototipo para un *Range Extender* (es decir, un MCIA que irá conectado a un generador eléctrico que sirve para extender la autonomía de un vehículo eléctrico).

El tal MCIA será de encendido provocado, y operará con gas natural comprimido (CNG). El objetivo es que tenga 1 litro de cilindrada total (i.e. pequeño tamaño), 3 cilindros, 50 kW de potencia nominal y 45% de rendimiento efectivo en el punto de operación nominal (punto fijo, a 4000 rpm).

El control automático es una pieza fundamental para lograr los objetivos que se tienen propuesto (50 kW y 45% de rendimiento efectivo en el punto de operación), por lo tanto, como parte del proyecto se diseñará un controlador PID para mejorar el sistema y mantener las variables de rendimiento en los rangos deseado.

Palabras claves: Modelado 0D, range extender, HEV, optimización, Mean-Value-Engine-Model, Control, PID, tricilíndrico, Matlab, Simulink.

Abstract

It is known that transport systems are one of the most shocking causes of air pollution in urban areas, as they also have a great effect on the generation of CO₂ globally. International organizations are becoming more and more rigorous with internal combustion engines for regulating their exhaust gases and forcing researchers to create new technologies that can meet the new standards that the automotive world is targeting.

With this in mind the *CMT-Motores Térmicos* and the *Renault-Francia Automóviles* group join forces in a project for the design of a prototype AICE (Alternative Internal Combustion Engine) for a Range Extender (that is, a AICE that will be connected to an electric generator that serves to extend the autonomy of an electric vehicle). This AICE will be ignited, and will operate with compressed natural gas (CNG). The objective is to have 1 liter of total displacement (i.e., small size), 3 cylinders, 50 kW of nominal power and 45% effective performance at the nominal operating point (fixed point, at 4000 rpm).

Automatic control is a fundamental part to achieve the objectives that are proposed (50 kW and 45% effective performance at the point of operation), therefore, as part of the project a PID controller will be designed to improve the system and maintain performance variables in the desired ranges.

Keywords: 0D modeling, range extender, HEV, optimization, medium value engine model, Control, PID, three-cylinder, Matlab, Simulink.

Dedicatoria

A mi familia y amigos, que siempre han estado para mí y apoyándome incondicionalmente. Soy muy feliz de que sean parte de mi vida.

ÍNDICE GENERAL

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	MARCO DEL TRABAJO	1
1.2	OBJETIVOS.....	2
1.2.1	<i>Objetivo general</i>	<i>2</i>
1.2.2	<i>Objetivos específicos</i>	<i>2</i>
1.3	ALCANCE	2
1.4	TRABAJOS PREVIOS.....	3
1.4.1	<i>Conclusiones del trabajo previo</i>	<i>3</i>
2	MARCO TEÓRICO	5
2.1	INTRODUCCIÓN A LOS MCIA.....	5
2.1.1	<i>Ciclo de motores</i>	<i>6</i>
2.1.2	<i>Ciclo de trabajo.....</i>	<i>8</i>
2.1.3	<i>Parámetros geométricos</i>	<i>9</i>
2.1.4	<i>Potencia efectiva y Par motor</i>	<i>10</i>
2.1.5	<i>Presión media efectiva</i>	<i>10</i>
2.1.6	<i>Eficiencia volumétrica.....</i>	<i>11</i>
2.1.7	<i>Consumo específico de combustible</i>	<i>11</i>
2.1.8	<i>Sobrealimentación</i>	<i>12</i>
2.2	INTRODUCCIÓN AL CONTROL.....	13
2.2.1	<i>Variable controlada y señal de control o variable manipulada</i>	<i>13</i>
2.2.2	<i>Proceso</i>	<i>14</i>
2.2.3	<i>Sistema</i>	<i>14</i>
2.2.4	<i>Perturbaciones</i>	<i>14</i>
2.2.5	<i>Diagrama de bloques</i>	<i>14</i>
2.2.6	<i>Sistemas lineales</i>	<i>15</i>
2.2.7	<i>Sistemas lineales invariantes en el tiempo (LTI) y sistemas lineales variables en el tiempo (LTV).....</i>	<i>15</i>
2.2.8	<i>Función de transferencia.....</i>	<i>15</i>
2.2.9	<i>Controlador automático.....</i>	<i>16</i>
2.2.10	<i>Bucle en lazo cerrado o con retroalimentación.....</i>	<i>16</i>
2.2.11	<i>Control de bucle en lazo cerrado</i>	<i>17</i>
3	HERRAMIENTAS	18
3.1	SOFTWARE SICCLO.....	18
3.2	SOFTWARE MATLAB & SIMULINK	18
4	MODELADO TERMODINÁMICO	19
4.1	INTRODUCCIÓN	19
4.2	CONSIDERACIONES INICIALES	20
4.3	PUESTA A PUNTO DEL MODELO	22

4.3.1	<i>Cambio de combustible</i>	22
4.3.2	<i>Blow-by impuesto</i>	25
4.3.3	<i>Cambio parámetros de válvulas</i>	27
4.3.4	<i>Cambio parámetros de turbo grupo</i>	30
4.3.5	<i>Perdidas de carga constantes impuestas</i>	31
4.3.6	<i>Reevaluación del modelo</i>	33
4.3.7	<i>Balance energético</i>	37
4.4	ESTUDIOS DE SENSIBILIDAD	40
4.4.1	<i>Motor adiabático</i>	40
4.4.2	<i>Dilución con aire</i>	42
5	CONTROL	44
5.1	INTRODUCCIÓN	44
5.2	MODELADO BASADO EN COMPONENTES	45
5.2.1	<i>Filtro de aire</i>	45
5.2.2	<i>Compresor y turbina</i>	46
5.2.3	<i>Sistema de admisión</i>	47
5.2.4	<i>Modelo temperatura de salida</i>	48
5.2.5	<i>Actuador de EGR</i>	49
5.2.6	<i>Modelo de par motor</i>	50
5.2.7	<i>Modelo de velocidad</i>	51
5.2.8	<i>Otro modelo de velocidad</i>	52
5.2.9	<i>Resultados</i>	52
5.3	DISEÑO DEL CONTROLADOR	55
5.3.1	<i>Objetivos del controlador</i>	55
5.3.2	<i>Ecuación del controlador</i>	56
5.4	IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROLADOR	56
5.4.1	<i>Respuesta ante perturbaciones</i>	57
6	CONCLUSIONES	61
7	PRESUPUESTO	62
7.1	COSTE POR RECURSO HUMANO	62
7.2	COSTE POR EQUIPO Y SOFTWARE	63
7.3	COSTE TOTAL DEL PROYECTO	64
8	BIBLIOGRAFÍA	65
9	PLIEGO DE CONDICIONES	66
9.1	OBJETO DEL CONTRATO	66
9.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	66
9.3	METODOLOGÍA DE TRABAJO	66
9.4	ENTREGABLES	66
9.5	DURACIÓN DE CONTRATO	66
9.6	DOCUMENTACIÓN FINAL	66
10	ANEXOS	67

10.1	ANEXO 1: RUTINAS DE MATLAB.....	67
10.1.1	<i>SiCicloAuto_v07_yeuris_v02.m</i>	67
10.1.2	<i>Calcula_inputs.m</i>	74
10.1.3	<i>Calculo_gm.m</i>	75
10.1.4	<i>Ejecutar_siciclo.m</i>	76
10.1.5	<i>Lanza_SiCiclo.m</i>	76
10.1.6	<i>Copyfolders.m</i>	78
10.1.7	<i>Read_results.m</i>	79
10.1.8	<i>Rendcalc_siciclo_cuas.m</i>	79
10.1.9	<i>Write_config_vSergio_cuas.m</i>	81
10.1.10	<i>Energy_balance.m</i>	82
10.1.11	<i>Sorting.m</i>	84
10.2	ANEXO 2: DIAGRAMAS DE BLOQUES SIMULINK	92
10.2.1	<i>Modelo completo sin control</i>	92
10.2.2	<i>Vista interna del bloque “Engine”</i>	93
10.2.3	<i>Modelo completo con control</i>	94
10.3	ANEXO 3: ECUACIONES DE UN PROCESO ISENTRÓPICO	95
10.3.1	<i>Compresor</i>	95
10.3.2	<i>Turbina</i>	95

Índice de tablas

<i>Tabla 1 Resultado del trabajo previo sin presión límite. Fuente: (Poveda Ruiz, 2018).</i>	4
<i>Tabla 2 Resultado del trabajo previo con presión límite. Fuente: (Poveda Ruiz, 2018).</i>	5
<i>Tabla 3 Constantes del modelo.</i>	21
<i>Tabla 4 Propiedades del CNG usado.</i>	22
<i>Tabla 5 Resultados ensayos con gasolina. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	22
<i>Tabla 6 Resultados ensayos con CNG. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	23
<i>Tabla 7 Resultados ensayos con CNG y Blow-by impuesto. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	25
<i>Tabla 8 Resultados ensayos con los nuevos coeficientes de válvulas. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	28
<i>Tabla 9 Tabla de valores eficiencia de los elementos del turbo grupo. a) Valores antes del cambio. b) valores luego del cambio.</i>	30
<i>Tabla 10 Resultados ensayos con los nuevos valores de eficiencia del turbo grupo. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	30
<i>Tabla 11 Valores asumidos de pérdidas de presión en accesorios.</i>	32
<i>Tabla 12 Resultados ensayos usando perdidas de presión constante. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	32
<i>Tabla 13 Resultados ensayos usando las nuevas condiciones iniciales. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	35
<i>Tabla 14 Resultados del balance energético para cada ensayo. Expresado en porcentaje de la energía total del combustible.</i>	40
<i>Tabla 15 Resultados ensayos usando condiciones adiabáticas. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	41
<i>Tabla 16 Resultados ensayos diluyendo puramente con aire. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.</i>	43
<i>Tabla 17 Tiempos cuando ocurren las perturbaciones.</i>	54
<i>Tabla 18 Valores de las ganancias del controlador obtenidas mediante la aplicación Auto-Tuning PID controller de Matlab.</i>	56
<i>Tabla 19 Costo unitario de cada puesto.</i>	62
<i>Tabla 20 Costo total generado por el recurso humano.</i>	63
<i>Tabla 21 Coste total que representa los equipos y software.</i>	63
<i>Tabla 22 Coste total que representa los equipos y software.</i>	64
<i>Tabla 23 Coste total del proyecto.</i>	64

Índice de ilustraciones

<i>Ilustración 1 Aumento de la temperatura global en función de los años con predicción hasta el 2060. Fuente: (Earth, 2017)</i>	1
<i>Ilustración 2 Ciclo Otto de 4 tiempos. Fuente: (Ferguson & Kirkpatrick, 2016)</i>	7
<i>Ilustración 3 Mecanismo biela-manivela de un pistón. Fuente: (Ferguson & Kirkpatrick, 2016)</i>	9
<i>Ilustración 4 Ejemplo de motor con turbocompresor. Fuente: TURBOMEKANICS S.A.</i>	13
<i>Ilustración 5 Representación de un bloque en diagrama de bloques. Fuente: (Ogata, 2010)</i>	14
<i>Ilustración 6 Esquema de sistema en bucle cerrado. Arriba un bucle cerrado sin dinámica del sensor. Abajo un bucle cerrado con dinámica del sensor. Fuente: (Ogata, 2010)</i>	17
<i>Ilustración 7 Diagrama de bloques de un control implementado en bucle con retroalimentación. Fuente: (Ogata, 2010)</i>	17
<i>Ilustración 8 Flujo de información de la rutina global. Fuente: (Poveda Ruiz, 2018)</i>	19
<i>Ilustración 9 Esquema motor de encendido provocado sobrealimentado y con lazo de recirculación de gases de escape de baja presión. Fuente: (Wang, Tan, Shu, Zhu, & Wei, 2012)</i>	20
<i>Ilustración 10 Grafica comparativa de rendimiento usando Gasolina y CNG. Fuente: Elaboración propia.</i>	23
<i>Ilustración 11 Grafica Comparativa de relación P_{max} y rendimiento usando Gasolina y CNG. Fuente: Elaboración propia.</i>	24
<i>Ilustración 12 Grafica comparativa de rendimiento usando Coeficiente de Blow-by igual a 1 e igual a 0. Fuente: Elaboración propia.</i>	26
<i>Ilustración 13 Grafica Comparativa de relación P_{max} y rendimiento usando coeficiente de Blow-by igual a 1 e igual a 0. Fuente: Elaboración propia.</i>	26
<i>Ilustración 14 Captura de interfaz de Siculo donde se muestra los parámetros antiguos de las válvulas. Fuente: Elaboración propia.</i>	27
<i>Ilustración 15 Captura de interfaz de Siculo donde se muestra los parámetros nuevos de las válvulas. Fuente: Elaboración propia.</i>	28
<i>Ilustración 16 Grafica comparativa de rendimiento usando los antiguos parámetros y los nuevos parámetros de válvulas. Fuente: Elaboración propia.</i>	29
<i>Ilustración 17 Grafica Comparativa de relación P_{max} y rendimiento de los antiguos parámetros de válvulas y los nuevos. Fuente: Elaboración propia.</i>	29
<i>Ilustración 18 Grafica comparativa de rendimiento usando los antiguos parámetros y los nuevos parámetros de eficiencia del turbogrupo. Fuente: Elaboración propia.</i>	31
<i>Ilustración 19 Grafica Comparativa de relación P_{max} y rendimiento de los antiguos parámetros y los nuevos parámetros de eficiencia del turbogrupo. Fuente: Elaboración propia.</i>	31
<i>Ilustración 20 Grafica comparativa de relación de dilución de EGR y rendimiento usando perdidas de presión por iteraciones y perdidas de presión constante. Fuente: Elaboración propia.</i>	33
<i>Ilustración 21 Grafica Comparativa de relación P_{max} y rendimiento usando perdidas de presión por iteraciones y perdidas de presión constante. Fuente: Elaboración propia.</i>	33
<i>Ilustración 22 Trozo de la rutina global antes de modificarla. Fuente: Elaboración propia.</i>	35
<i>Ilustración 23 Trozo de la rutina global luego de modificarla. Fuente: Elaboración propia.</i>	35
<i>Ilustración 24 Grafica comparativa de relación de dilución con EGR y el rendimiento usando el modelo 1 y el modelo 2. Fuente: Elaboración propia.</i>	36
<i>Ilustración 25 Grafica comparativa de relación de P_{max} y el rendimiento usando el modelo 1 y el modelo 2. Fuente: Elaboración propia.</i>	36
<i>Ilustración 26 Balance térmico del motor de combustión interna. Fuente: Grupo FIAT (2004)</i>	37

<i>Ilustración 27 Grafica comparativa de relación de dilución con EGR y el rendimiento usando condiciones no adiabáticas y adiabáticas. Fuente: Elaboración propia.</i>	41
<i>Ilustración 28 Grafica comparativa de relación de Pmax y el rendimiento usando condiciones no adiabáticas y condiciones adiabáticas. Fuente: Elaboración propia.</i>	42
<i>Ilustración 29 Grafica comparativa de relación del dosado relativa equivalente y el rendimiento diluyendo con aire y diluyendo con EGR. Fuente: Elaboración propia.</i>	43
<i>Ilustración 30 Grafica comparativa de relación de Pmax y el rendimiento diluyendo con aire y diluyendo con EGR. Fuente: Elaboración propia.</i>	44
<i>Ilustración 31 Esquema de Simulink del contenido del subsistema del filtro de aire. Fuente: Elaboración propia.</i>	46
<i>Ilustración 32 Diagrama de bloques de Simulink de los componentes compresor y turbina. Fuente: Elaboración propia.</i>	47
<i>Ilustración 33 Esquema de Simulink del subsistema de admisión. Fuente: Elaboración propia.</i>	48
<i>Ilustración 34 Esquema de Simulink para el subsistema de la temperatura de salida. Fuente: Elaboración propia.</i>	48
<i>Ilustración 35 Esquema de Simulink del subsistema del actuador de EGR. Fuente: Elaboración propia.</i>	49
<i>Ilustración 36 Esquema de Simulink de subsistema del par motor. Fuente: Elaboración propia.</i>	51
<i>Ilustración 37 Comparación de resultados modelo Sicielo y Matlab y los resultados del MVEM. Fuente: Elaboración propia.</i>	53
<i>Ilustración 38 Error entre los modelos evaluado en el mismo punto de dilución de EGR. Fuente: Elaboración propia.</i>	53
<i>Ilustración 39 Respuesta velocidad ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	54
<i>Ilustración 40 Respuesta par ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	55
<i>Ilustración 41 Respuesta rendimiento ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	55
<i>Ilustración 42 Esquema de implementación de controlador. Fuente: (Eriksson & Nielsen, Automotive : Modeling and Control of Engines and Drivelines, 2014).</i>	56
<i>Ilustración 43 Esquema de la implementación del controlador en Simulink. Resaltado el controlador y la ganancia de bucle cerrado. Fuente: Elaboración propia.</i>	57
<i>Ilustración 44 Respuesta velocidad con control aplicado ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	57
<i>Ilustración 45 Respuesta par con control aplicado ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	58
<i>Ilustración 46 Respuesta del rendimiento con control aplicado ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	58
<i>Ilustración 47 Respuesta de la acción de control ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	59
<i>Ilustración 48 Comparación respuesta de velocidad ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	59
<i>Ilustración 49 Comparación respuesta de par ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	60
<i>Ilustración 50 Comparación respuesta del rendimiento ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	60

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Marco del trabajo

En los últimos tiempos en consideración de los problemas ambientales, como el calentamiento global que se puede apreciar en la ilustración 1, se están introduciendo a nivel mundial regulación de las emisiones de escape y el estándar de economía de combustible de los automóviles de pasajeros y sistemas de generación (por ejemplo, en Japón, Europa y los Estados Unidos). Según diferentes centros de mediciones, se considera que el 20% de la producción total de CO_2 proviene de los sistemas de transporte.

En los automóviles de pasajeros los principales cambios que se han hecho es la búsqueda del aumento de la eficiencia del motor, así como dispositivos de tratamientos de los gases de escape y la “electrificación”, lo que es, usar como propulsión del automóvil un motor de combustión interna en colaboración a un motor eléctrico, lo cual recibe el nombre de vehículo eléctrico híbrido¹.

Ahora se ha reconocido que el híbrido es la fase de transición ideal entre el vehículo tradicional totalmente alimentado con derivados del petróleo y los vehículos totalmente eléctricos del futuro. Con esto dicho, el grupo *CMT-Motores Térmicos* y el grupo *Renault-Francia Automóviles*, unen fuerzas para embarcarse en el proyecto de realizar un motor tricilíndrico, de tamaño compacto, para propulsar un HEV.

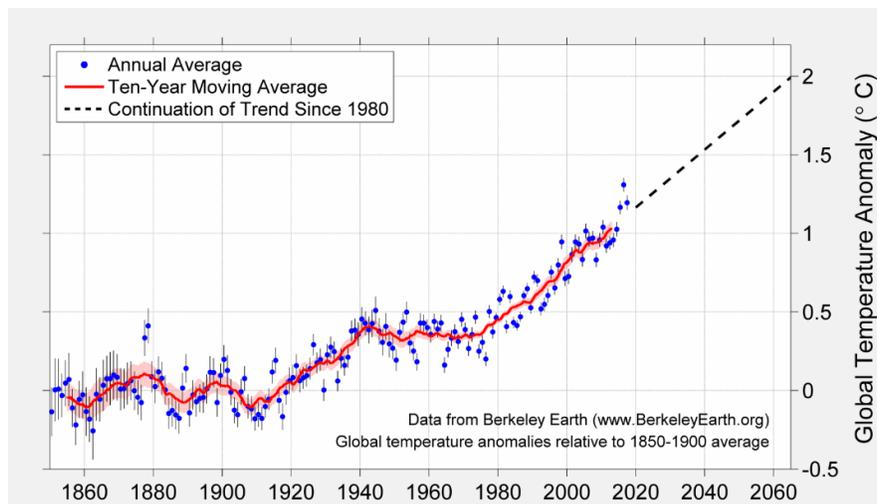


Ilustración 1 Aumento de la temperatura global en función de los años con predicción hasta el 2060.
Fuente: (Earth, 2017)

¹ Con siglas en ingles de “HEV”.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

El presente trabajo tiene como objetivo general modelizar un motor de combustión interna, en ciclo de 4 tiempos, tricilíndrico sobrealimentado con un turbocompresor y con recirculación de gases de escape capaz de trabajar en mezcla de aire/combustible pobres para ser utilizado en un HEV como range extender y una propuesta de control para el proyecto conjunto del *CMT-Motores Térmicos* y el grupo *Renault-Francia Automóviles*.

1.2.2 Objetivos específicos

Los objetivos específicos de este trabajo académico son:

1. Diseñar un modelo orientado al control
2. Cumplir con los requisitos descritos por el grupo *Renault-Francia Automóviles* de conseguir una potencia lo más cercana a 50 kW.
3. Cumplir con los requisitos descritos por el grupo *Renault-Francia Automóviles* de conseguir un rendimiento lo más cercano a 45%.
4. Determinar el porcentaje de dilución de EGR óptimo.
5. Diseñar una propuesta de controlador para la velocidad del motor que rechace las perturbaciones externas.

1.3 Alcance

Normalmente para los trabajos de modelización y optimización de motores de combustión, siempre en primera instancia se toman datos de bancos de ensayos (normalmente motores prototipos de un cilíndrico) y se realizan curvas de ajustes para correlacionar valores calculados y valores obtenidos. Esto simplifica y agiliza en gran manera el trabajo de modelado debido a que hay elementos que la influencia que tienen otros componentes sobre ellos es difícil de modelar matemáticamente, pero no es complejo expresarlo con funciones polinomiales de datos extraídos.

Un inconveniente presente en el proyecto es que todavía² no se cuenta con un modelo físico. Este inconveniente fue subyugado optando por utilizar datos de simulación para

² A fecha 5 de septiembre 2019.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

realizar los procesos de modelado. Por lo tanto, el flujo de este trabajo académico sigue la siguiente estructura:

1. Simulación y optimización realizada en Siciclo y Matlab.
2. Puesta a punto del modelo realizando varios cambios para obtener un resultado óptimo, pero realista.
3. Modelado de un modelo orientado al control.
4. Propuesta de control automático.
5. Formulación de conclusiones.
6. Presupuesto del proyecto.

Cabe mencionar que en este trabajo académico no se realizará un modelo para las emisiones del motor y no se realizarán pruebas físicas del control, como implementación en una placa de control motor, por como ya se explicó, no se cuenta con una unidad física.

1.4 Trabajos previos

Al momento de realizar el presente trabajo académico, se había realizado un trabajo previo en *CMT-Motores Térmicos*, titulado “Modelado 0D del ciclo y del bucle de aire de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 1 litro para la optimización de su rendimiento”³. Este trabajo previo sirve como base para el trabajo expuesto en este documento y se utilizaran principalmente del mismo las rutinas de Matlab y ecuaciones de expansión utilizados en el modelado 0D.

1.4.1 Conclusiones del trabajo previo

En la tabla 1 se muestra los resultados obtenidos con presión no limitada. En la tabla 2 se muestra los resultados obtenidos con presión limitada.

Estas tablan muestran los resultados al optimizar 3 parámetros con relación al caso base (CB). Los parámetros optimizados fueron el dosado relativo equivalente, la relación de compresión y la duración de la combustión.

De los resultados obtenidos se puede concluir que el modelo fue optimizado correctamente y cumplió con los requisitos impuesto por *Renault-Francia Automóviles*.

³ Autoría de: Sergio Poveda Ruiz.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

NPLIM-Estados

OPTIMIZACIONES	CB	Fr	RCO	DOC	
Optimizado Fr?	-	X	X	X	
Optimizado RCO?	-	-	X	X	
Optimizado DOC?	-	-	-	X	
Fr	[-]	1	0.6	0.6	0.6
RCO	[-]	9.5	9.5	16.5	16.5
DOC	[^o]	40	40	40	25
SOC	[^o ATDC]	-13.125	-13.25	-11.5	-5.125
Rend	[-]	0.3614	0.3937	0.4389	0.4413
Ne	[kW]	40.16	43.75	48.77	49.03
pmi	[bar]	13.39	14.51	16.07	16.16
pme	[bar]	12.06	13.14	14.65	14.73
ISFC	[g/kWh]	209.73	193.55	174.70	173.79
BSFC	[g/kWh]	232.73	213.62	191.64	190.60
Pmax	[bar]	70.55	92.26	150.33	161.52

Tabla 1 Resultado del trabajo previo sin presión limite. Fuente: (Poveda Ruiz, 2018).

PLIM-Estados

OPTIMIZACIONES		CB	Fr	RCO	DOC
Optimizado Fr?		-	X	X	X
Optimizado RCO?		-	-	X	X
Optimizado DOC?		-	-	-	X

Fr	[-]	1	0.6	0.6	0.6
RCO	[-]	9.5	9.5	16.5	16.5
DOC	[°]	40	40	40	40
SOC	[°ATDC]	-13.125	-13.25	-0.3125	-0.3125
Rend	[-]	0.3614	0.3937	0.4201	0.4201
Ne	[kW]	40.16	43.75	46.67	46.67
p_{mi}	[bar]	13.39	14.51	15.42	15.42
p_{me}	[bar]	12.06	13.14	14.02	14.02
ISFC	[g/kWh]	209.73	193.55	182.10	182.10
BSFC	[g/kWh]	232.73	213.62	200.24	200.24
P_{max}	[bar]	70.55	92.26	99.92	99.92

Tabla 2 Resultado del trabajo previo con presión limite. Fuente: (Poveda Ruiz, 2018).

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Introducción a los MCIA

El propósito de los motores de combustión interna alternativos⁴ es la producción de energía mecánica a partir de la energía química contenida en el combustible. En los motores de combustión interna esta energía se libera quemando u oxidando el combustible dentro del motor. La mezcla de combustible y aire antes de la combustión y los productos quemados después de la combustión son los fluidos de trabajo reales. Las transferencias de trabajo que proporcionan la potencia de salida deseada se producen directamente entre estos fluidos de trabajo y los componentes mecánicos del motor.

⁴ MCIA.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Por su simplicidad, robustez y alta relación peso-potencia, este tipo de motor ha encontrado una amplia aplicación en el transporte (terrestre, marítimo y aéreo) y en la generación de energía.

En esta sección se explicarán conceptos básicos y fundamentales de los MCIA, para que el lector se encuentre más familiarizado con dichos conceptos.

2.1.1 Ciclo de motores

Existen 2 ciclos de motores que son los más utilizados en los MCIA, estos son el ciclo Otto⁵ y el ciclo Diesel⁶. Estos son ciclos también conocidos como ciclo de encendido provocado y ciclo de encendido por compresión.

2.1.1.1 *Ciclo Otto*

Como se muestra en la ilustración 2, el ciclo de cuatro tiempos Otto cuenta con la siguiente secuencia de operaciones:

1. Carrera⁷ de admisión que aspira una mezcla de combustible y aire que pasa por la válvula de admisión hasta el cilindro.
2. Carrera de compresión con las válvulas cerradas que eleva la temperatura de la mezcla. Una chispa enciende la mezcla hacia el final de la etapa de compresión.
3. Carrera de combustión o expansión resultante de la combustión de la mezcla de aire y combustible.
4. Carrera de escape que empuja los gases quemados más allá de la válvula de escape.

⁵ Del nombre de su inventor Nikolaus August Otto.

⁶ Del nombre de su inventor Rudolf Diesel.

⁷ La carrera es el recorrido del pistón por el cilindro.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

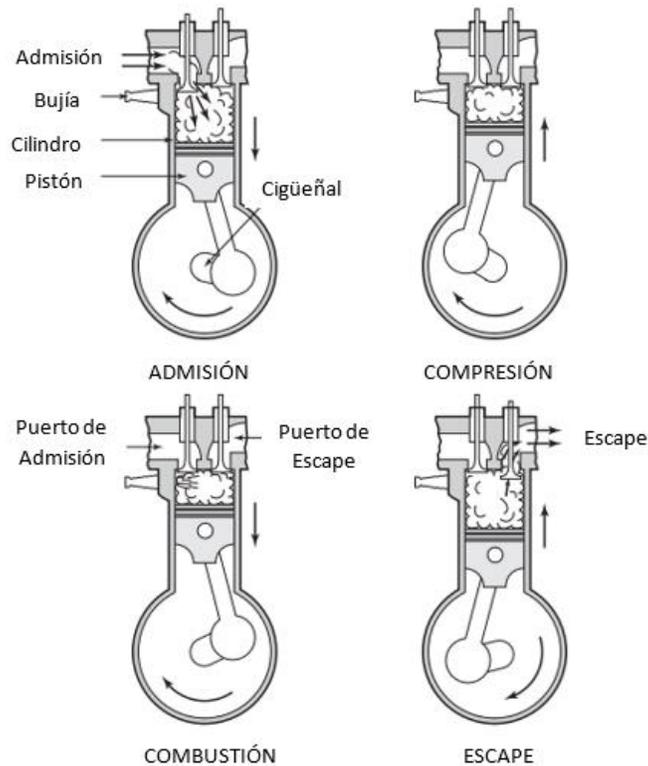


Ilustración 2 Ciclo Otto de 4 tiempos. Fuente: (Ferguson & Kirkpatrick, 2016).

2.1.1.2 Ciclo Diesel

El ciclo Diesel de 4 tiempos tiene la siguiente secuencia:

1. Una carrera de admisión que admite aire a través de la válvula de entrada dentro del cilindro.
2. Una carrera de compresión que aumenta la temperatura del aire por sobre la temperatura de autoignición del combustible. El combustible diésel es atomizado dentro del cilindro, cerca del final del ciclo de compresión.
3. Evaporación, mezcla, ignición y combustión del combustible diésel durante las etapas posteriores a la carrera de compresión y a la carrera de expansión.
4. Una carrera de escape que empuja los gases quemados a través de la válvula de escape.

Existen dos tipos de sistemas de combustión diésel, de inyección directa (ID) dentro del cilindro principal, y de inyección indirecta (IDI) dentro de la precámara conectada al cilindro principal. Con una inyección indirecta, el aire es comprimido en una precámara durante el ciclo de precompresión, produciendo un campo de flujo altamente turbulento, y por lo tanto altas tasas de mezcla cuando el combustible diésel es atomizado en la precámara hacia el final del ciclo de compresión. El proceso de combustión comienza en

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

la precámara, aumentando la temperatura en la precámara encima de la cámara principal, lo que fuerza a la mezcla de combustión de gases quemados, combustible y aire a la cámara principal, lo que resulta en la propagación de una llama altamente turbulenta en la cámara principal. Los motores de inyección indirecta tienden a usarse donde se espera que el motor funcione en una amplia gama de velocidades y cargas, como en un automóvil. Cuando el rango de operación del motor es menos amplio como sucede en barcos, camiones, locomotoras o generadores eléctricos, predomina la inyección directa.

2.1.2 Ciclo de trabajo

Sin importar el tipo de ciclo de combustión que realicen, Otto o Diesel, los motores se pueden clasificar por su ciclo de trabajo, siendo estos ciclos 2 tiempos (2T) o 4 tiempos (4T).

2.1.2.1 *Cuatro tiempos*

El ciclo de 4 tiempos es el ciclo que necesita 4 carreras de cilindro para poder completar un ciclo, tal como se muestra en la ilustración 1. En este ciclo el cigüeñal necesita dar 2 vueltas para completar un ciclo, es decir media vuelta por carrera. Simplificando el ciclo de 4 tiempos, se puede explicar de la siguiente manera:

1. El pistón va del PMS⁸ al PMI⁹ y se abren las válvulas de admisión. El cigüeñal ha dado medio giro; 0-180°.
2. El pistón va del PMI al PMS comprimiendo la mezcla mientras hace la carrera. El cigüeñal ha dado un giro; 180-360°.
3. El pistón va del PMS al PMI impulsado por la expansión del fluido al pasar la combustión. El cigüeñal ha dado un giro y medio; 360-540°.
4. El pistón va del PMI al PMS expulsando los gases generados mientras se abren las válvulas de admisión. El cigüeñal ha dado 2 giros; 540-720°.

2.1.2.2 *Dos tiempos*

Como su nombre lo indica, los motores de dos tiempos necesitan solo dos carreras del pistón o una revolución para completar un ciclo. Hay una combustión en cada revolución en lugar de cada dos revoluciones como en los motores de cuatro tiempos. Los motores de dos tiempos son mecánicamente más simples que los motores de cuatro tiempos y tienen una potencia específica más alta y mejor relación potencia / peso.

En los motores de 2 tiempos el pistón no es que expulsa los gases de escape, sino el aire fresco de entrada, este proceso se denomina como barrido.

⁸ Punto muerto Superior.

⁹ Punto muerto Inferior.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Una de las limitaciones de rendimiento de los motores de dos tiempos es el proceso de barrido, que agota simultáneamente la mezcla quemada e introduce la mezcla fresca de combustible y aire en el cilindro.

2.1.3 Parámetros geométricos

Para cualquier cilindro de un motor, el cigüeñal, la biela, el pistón y el conjunto de la cabeza se pueden representar mediante el mecanismo que se muestra en la ilustración 3. De particular interés son los siguientes parámetros geométricos: diámetro interior, b ; longitud de la biela, l ; radio de manivela, a ; carrera, s ; y ángulo de cigüeñal, θ . El radio de la manivela es la mitad del ciclo.

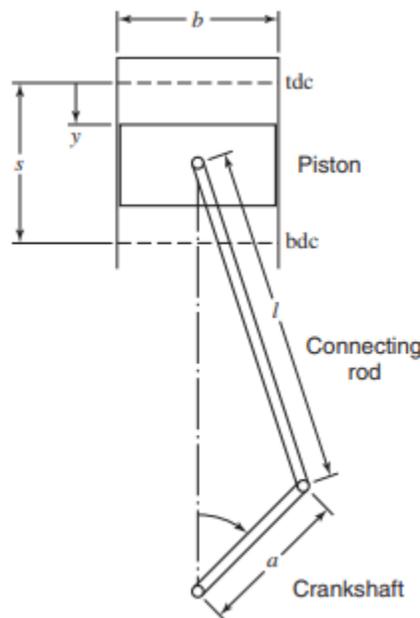


Ilustración 3 Mecanismo biela-manivela de un pistón. Fuente: (Ferguson & Kirkpatrick, 2016).

Existe un parámetro llamado relación de compresión, que es la relación de volúmenes de cuando el pistón se encuentra en el PMS y cuando se encuentra en el PMI. Se expresa como:

$$r = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \quad (1)$$

El volumenn desplazado es el volumen que debe desplazar el pistón mientras hace la carrera. Expresándose para un solo cilindro como:

$$V_d = \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (2)$$

Y para un motor de múltiples cilindros:

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

$$V_t = n_c \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (3)$$

Siendo n_c el número de cilindros.

2.1.4 Potencia efectiva y Par motor

La potencia de efectiva, \dot{W}_b , es la velocidad a la que se realiza el trabajo; y el par motor, M_e , es una medida del trabajo realizado por unidad de rotación (radianes) de la manivela. La potencia de efectiva es la potencia de salida del motor y se mide con un dinamómetro. Los primeros dinamómetros eran simples mecanismos de freno. La potencia efectiva es menor que la tasa límite de trabajo realizado por el gas, llamada potencia indicada, en parte por la fricción.

La potencia efectiva y el par motor están relacionados por:

$$\dot{W}_b = 2\pi M_e n \quad (4)$$

Siendo n la velocidad de giro del motor, en rpm.

El trabajo indicado W_i es el trabajo neto transferido del gas al pistón durante un ciclo, que es la integral de la presión sobre el volumen del cilindro:

$$W_i = \int P dV \quad (5)$$

y la potencia indicada \dot{W}_i , para un motor de 4 tiempos con n_c cilindros, es:

$$\dot{W}_i = W_i n_c \frac{n}{2} \quad (6)$$

Y 2 tiempos:

$$\dot{W}_i = W_i n_c n \quad (7)$$

2.1.5 Presión media efectiva

La presión efectiva media es el trabajo realizado por unidad de volumen de desplazamiento, y tiene unidades de fuerza/área. Es la presión promedio que resulta en la misma cantidad de trabajo realmente producido por el motor. La presión efectiva media es un parámetro muy útil, ya que determina en gran parte el dimensionamiento del motor, lo que permite comparar el rendimiento de motores de diferente desplazamiento.

Basado en el torque generado, para un motor de cuatro tiempos, la presión media efectiva se puede expresar como:

$$bmep = \frac{4\pi M_e}{V_t} \quad (8)$$

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Y para un motor de 2 tiempos:

$$bmep = \frac{2\pi M_e}{V_t} \quad (9)$$

Y en términos de potencia para un motor de 4 tiempos:

$$bmep = \frac{\dot{W}_b}{V_t \frac{n}{2}} \quad (10)$$

Y para un motor de 2 tiempos:

$$bmep = \frac{\dot{W}_b}{V_t n} \quad (11)$$

2.1.6 Eficiencia volumétrica

Un parámetro de rendimiento importante para los motores de cuatro tiempos es la eficiencia volumétrica, η_v . Se define como la masa de combustible y aire inducida en el cilindro dividida por la masa que ocuparía el volumen desplazado a la densidad ρ_{ref} en el colector de admisión (Ferguson & Kirkpatrick, 2016). Las restricciones de flujo en el sistema de admisión, incluido el acelerador, el puerto de admisión y la válvula, crean una caída de presión en el flujo de entrada, lo que reduce la densidad y, por lo tanto, la masa del gas en el cilindro. La eficiencia volumétrica es una relación de masa y no una relación de volumen. La eficiencia volumétrica para un motor que funciona a una velocidad n es, por lo tanto:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{in}}{\rho_{ref} V_t \frac{n}{2}} \quad (12)$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (13)$$

Donde:

- \dot{m}_{in} es el flujo masico total que entra al cilindro.
- \dot{m}_a es el flujo masico de aire.
- \dot{m}_f es el flujo masico de combustible.

2.1.7 Consumo específico de combustible

El consumo específico de combustible es una medida comparativa para la eficiencia de convertir la energía química del combustible en el trabajo producido por el motor. Al igual que con la presión efectiva media, hay dos parámetros específicos de consumo de combustible, el efectivo y el indicado. El consumo de combustible específico efectivo

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

(bsfc¹⁰) es el caudal de combustible \dot{m}_f , dividido por la potencia efectiva \dot{W}_b . Tiene tres términos que son medidas estándar en una prueba de motor: el flujo de combustible, el par y la velocidad del motor:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} = \frac{\dot{m}_f}{2\pi M_e n} \quad (14)$$

El consumo de combustible específico indicado (isfc¹¹) es la relación de la masa de combustible inyectada durante un ciclo y el trabajo del cilindro indicado, y se utiliza para comparar el rendimiento del motor en simulaciones computacionales que no incluyen la fricción del motor.

$$isfc = \frac{m_f}{W_i} \quad (15)$$

El consumo específico de combustible y la eficiencia del motor están inversamente relacionados, de modo que cuanto menor sea el consumo específico de combustible, mayor será la eficiencia del motor. Lo cual se puede expresar como:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_f PCI} = \frac{1}{bsfc PCI} \quad (16)$$

Donde *PCI* es el poder calorífico inferior del combustible.

2.1.8 Sobrealimentación

La sobrealimentación se refiere a la presión con la que entra el aire al motor, siendo en un motor de aspiración natural o no sobrealimentado igual a la presión atmosférica y en motor sobrealimentado, como son los motores con turbocompresores, mayor a la presión atmosférica.

La utilidad de sobrealimentar un motor es que se aumenta la densidad de aire en la entrada del motor lo cual permite mezclas más ricas, dando como resultado menores emisiones y mayor eficiencia en el motor. En la ilustración 4 se muestra un ejemplo de motor con turbocompresor.

¹⁰ De sus siglas en ingles “Brake specific fuel consumption”.

¹¹ De sus siglas en ingles “Indicated specific fuel consumption”.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICCLO y MATLAB

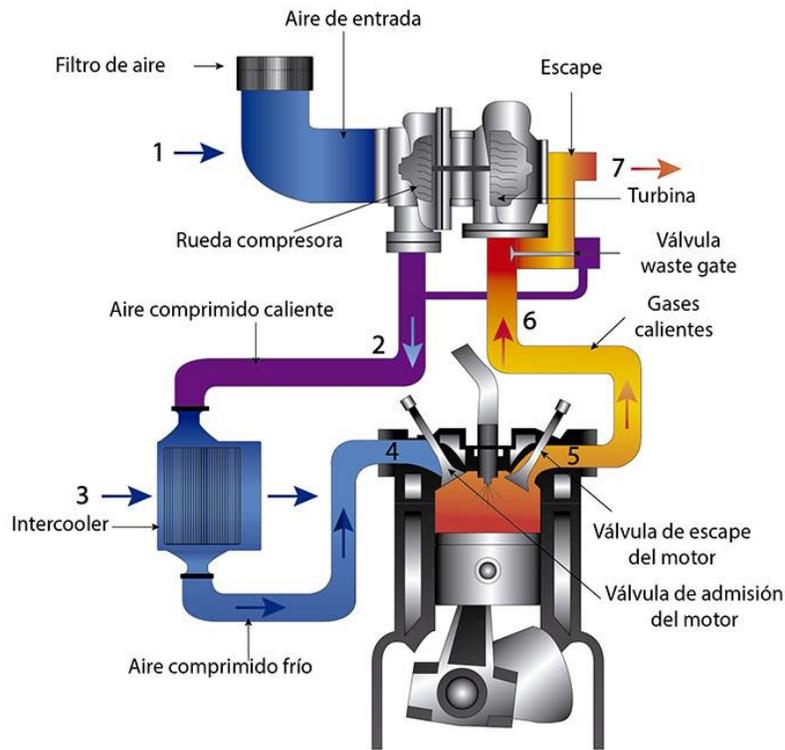


Ilustración 4 Ejemplo de motor con turbocompresor. Fuente: TURBOMEKANICS S.A.

2.2 Introducción al control

El control automático es esencial en cualquier campo de la ingeniería y la ciencia. El control automático es una parte importante e integral de los sistemas de transporte, de vehículos espaciales, sistemas robóticos, sistemas de fabricación modernos y cualquier operación industrial que implique el control de temperatura, presión, humedad, flujo, etc.

La teoría de control es un tema profundo y complejo. En esta sección se explicarán conceptos básicos y fundamentales de la teoría de control, para que el lector se encuentre más familiarizado con dichos conceptos.

2.2.1 Variable controlada y señal de control o variable manipulada

La variable controlada es la cantidad o condición que se mide y controla. La señal de control o variable manipulada es la cantidad o condición que varía el controlador para afectar el valor/ de la variable controlada. Normalmente, la variable controlada es la salida del sistema. Control significa medir el valor de la variable controlada del sistema y aplicar la señal de control al sistema para corregir o limitar la desviación del valor medido de un valor deseado.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

2.2.2 Proceso

El Diccionario Merriam-Webster define un proceso como una operación o desarrollo natural, progresivamente continuo, marcado por una serie de cambios graduales que se suceden entre sí de una manera relativamente fija y conducen hacia un resultado o final particular; o una operación artificial o voluntaria, que continúa progresivamente y que consiste en una serie de acciones controladas o movimientos sistemáticamente dirigidos hacia un resultado o fin particular.

2.2.3 Sistema

Un sistema es una combinación de componentes que actúan juntos y realizan un determinado objetivo. Un sistema no necesita ser físico. El concepto de sistema puede aplicarse a fenómenos abstractos y dinámicos como los que se encuentran en la economía.

2.2.4 Perturbaciones

Una perturbación es una señal que tiende a afectar negativamente el valor de la salida de un sistema. Si se genera una perturbación dentro del sistema, se llama interna, mientras que una perturbación externa se genera fuera del sistema.

2.2.5 Diagrama de bloques

Un diagrama de bloques de un sistema es una representación gráfica de las funciones realizadas por cada componente y del flujo de señales. Tal diagrama representa las interrelaciones que existen entre los diversos componentes. A diferencia de una representación matemática puramente abstracta, un diagrama de bloques tiene la ventaja de indicar de manera más realista los flujos de señal del sistema real.

En un diagrama de bloques, todas las variables del sistema están vinculadas entre sí a través de bloques funcionales. El bloque funcional o simplemente bloque es un símbolo para la operación matemática en la señal de entrada al bloque que produce la salida. Las funciones de transferencia de los componentes generalmente se ingresan en los bloques correspondientes, que están conectados por flechas para indicar la dirección del flujo de señales. Tenga en cuenta que la señal solo puede pasar en la dirección de las flechas. De este modo, un diagrama de bloques de un sistema de control muestra explícitamente una propiedad unilateral. En la ilustración 5 se muestra la representación de un bloque.

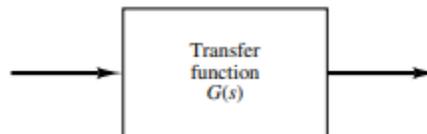


Ilustración 5 Representación de un bloque en diagrama de bloques. Fuente: (Ogata, 2010).

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

2.2.6 Sistemas lineales

Un sistema se llama lineal si se aplica el principio de superposición. El principio de superposición establece que la respuesta producida por la aplicación simultánea de dos funciones de forzamiento diferentes es la suma de las dos respuestas individuales. Por lo tanto, para el sistema lineal, la respuesta a varias entradas se puede calcular tratando una entrada a la vez y sumando los resultados.

2.2.7 Sistemas lineales invariantes en el tiempo (LTI¹²) y sistemas lineales variables en el tiempo (LTV¹³)

Una ecuación diferencial es lineal si los coeficientes son constantes o funciones solo de la variable independiente. Los sistemas dinámicos que se componen de componentes de parámetros agrupados invariantes en el tiempo lineales pueden describirse mediante ecuaciones diferenciales invariantes en el tiempo lineales, es decir, ecuaciones diferenciales de coeficiente constante. Dichos sistemas se denominan sistemas lineales invariantes en el tiempo (o coeficientes lineales constantes). Los sistemas que están representados por ecuaciones diferenciales cuyos coeficientes son funciones del tiempo se denominan sistemas lineales que varían en el tiempo. Un ejemplo de un sistema de control que varía con el tiempo es un sistema de control de naves espaciales. (La masa de una nave espacial cambia debido al consumo de combustible).

2.2.8 Función de transferencia

La función de transferencia de un sistema de ecuación diferencial lineal, invariante en el tiempo, se define como la relación de la transformada de Laplace de la salida (función de respuesta) a la transformada de Laplace de la entrada bajo el supuesto de que todas las condiciones iniciales son cero.

Considere el sistema lineal invariante en el tiempo definido por la siguiente ecuación diferencial:

$$\begin{aligned} a_0 y^{(n)} + a_1 y^{(n-1)} + \dots + a_{n-1} \dot{y} + a_n y \\ = b_0 x^{(m)} + b_1 x^{(m-1)} + \dots + b_{m-1} \dot{x} + b_m x \quad (n \geq m) \end{aligned} \quad (17)$$

Donde y es la salida del sistema y x es la entrada. La función de transferencia de dicho sistema es la relación entre la salida transformada de Laplace y la entrada transformada de Laplace cuando todas las condiciones iniciales son cero:

¹² De sus siglas en ingles "Linear Time Invariant".

¹³ De sus siglas en ingles "Linear Time Varying".

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

$$G(s) = \frac{\mathcal{L}[\text{salida}]}{\mathcal{L}[\text{entrada}]}$$

$$= \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_0s^m + b_1s^{m-1} + \dots + b_{m-1}s + b_m}{a_0s^n + a_1s^{n-1} + \dots + a_{n-1}s + a_n} \quad (18)$$

Al utilizar el concepto de función de transferencia, es posible representar la dinámica del sistema mediante ecuaciones algebraicas en dominio de la variable de la Laplace, s .

2.2.9 Controlador automático

Un controlador automático compara el valor real de la salida de la planta con la entrada de referencia (valor deseado), determina la desviación y produce una señal de control que reducirá la desviación a cero o a un valor pequeño. La forma en que el controlador automático produce la señal de control se denomina acción de control.

El controlador automático más utilizado en la industrial es el proporcional-integral-derivativo, que combina la acción proporcional, la integral y la derivativa. Se puede expresar como:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (19)$$

Donde:

- $e(t)$ es la señal de error, es decir la diferencia entre la referencia y la medida.
- K_p , K_i , y K_d son la ganancia proporcional, integral y derivativa respectivamente.

Para más información sobre los tipos de controladores y las acciones de control, referirse a (Ogata, 2010).

2.2.10 Bucle en lazo cerrado o con retroalimentación

El bucle en lazo cerrado o con retroalimentación es un bucle donde la salida medida es realimentada a la entrada o referencia. Todos los sistemas que se necesita saber el comportamiento de la variable de salida se pueden considerar como sistemas de bucle en lazo cerrado. En la ilustración 6 se muestra un esquema en diagrama de bloques de un sistema en bucle cerrado.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

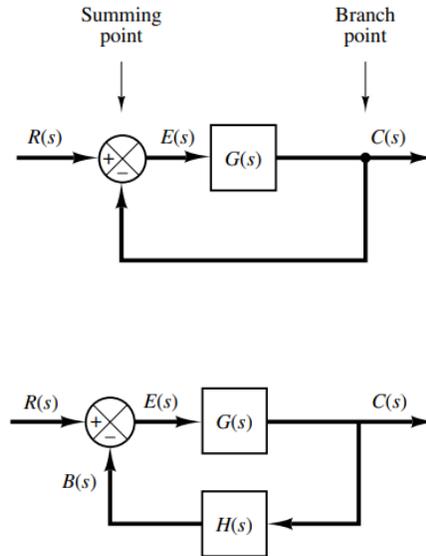


Ilustración 6 Esquema de sistema en bucle cerrado. Arriba un bucle cerrado sin dinámica del sensor. Abajo un bucle cerrado con dinámica del sensor. Fuente: (Ogata, 2010).

2.2.11 Control de bucle en lazo cerrado

En la ilustración 7 se muestra un diagrama de bloques de un control implementado en bucle con retroalimentación, que consiste en un controlador automático, un amplificador, un actuador y el sistema. El controlador detecta la señal de error de actuación, que generalmente se encuentra en un nivel de potencia muy bajo, y la amplifica a un nivel suficientemente alto. La salida de un controlador automático se alimenta a un actuador, como un motor eléctrico, un motor hidráulico, o un motor neumático o una válvula. (El actuador es un dispositivo de potencia que produce la entrada a la planta de acuerdo con la señal de control para que la señal de salida se acerque a la señal de entrada de referencia).

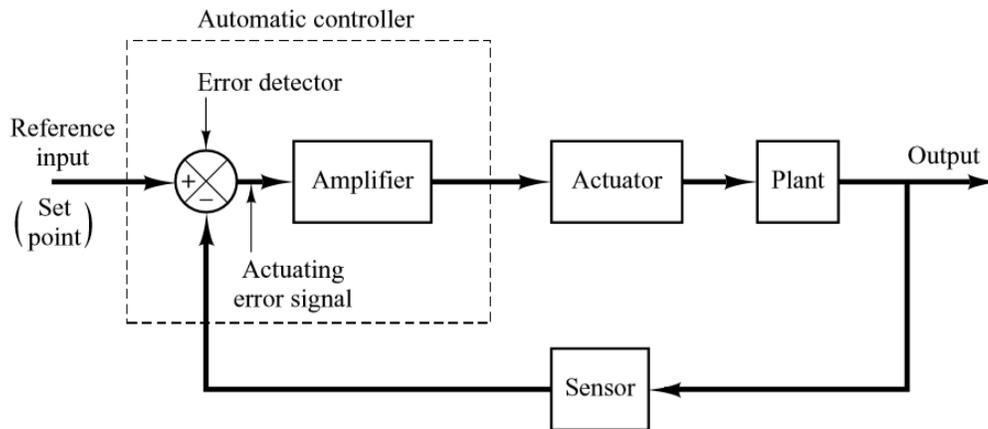


Ilustración 7 Diagrama de bloques de un control implementado en bucle con retroalimentación. Fuente: (Ogata, 2010).

3 HERRAMIENTAS

3.1 Software Siciclo

Siciclo es un software de simulación de ciclos cerrados de combustión en MCIA. Pensado en su origen para el cálculo de motores de encendido por compresión, este es capaz de realizar cálculos de los parámetros de combustión, temperaturas, presiones, y flujos que se dan en el interior del cilindro (Poveda Ruiz, 2018).

Mediante algunas modificaciones Siciclo puede ser utilizado para simular motores de encendido provocado. Siciclo será utilizado en este trabajo para realiza numerosas simulaciones en condiciones distintas y extraer los datos de ella.

3.2 Software Matlab & Simulink

Matlab¹⁴ es un software de licencia privada utilizado para el computo numérico que ofrece un lenguaje de programación propio y un entorno de desarrollo integrado (IDE¹⁵). Es utilizado mayormente para manipulación de matrices, la representación de datos y funciones, la implementación de algoritmos, y la comunicación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware. Un paquete complementario incluido con Matlab es Simulink, que es una aplicación para simular sistemas dinámicos utilizando diagrama de bloques.

Matlab es una pieza fundamental para el desarrollo de este trabajo debido a que, mediante rutinas desarrollada, se interconecta con Siciclo para la obtención de datos y la posterior optimización del sistema. El funcionamiento de la rutina global de interconexión de Siciclo con Matlab se muestra en la ilustración 8. Las rutinas de Matlab, como es la rutina global y las rutinas para el cálculo de valores de componentes serán añadidas en el anexo 1.

¹⁴ Abreviatura de Matix Laboratory.

¹⁵ Siglas en inglés para “Integrated development environment”.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

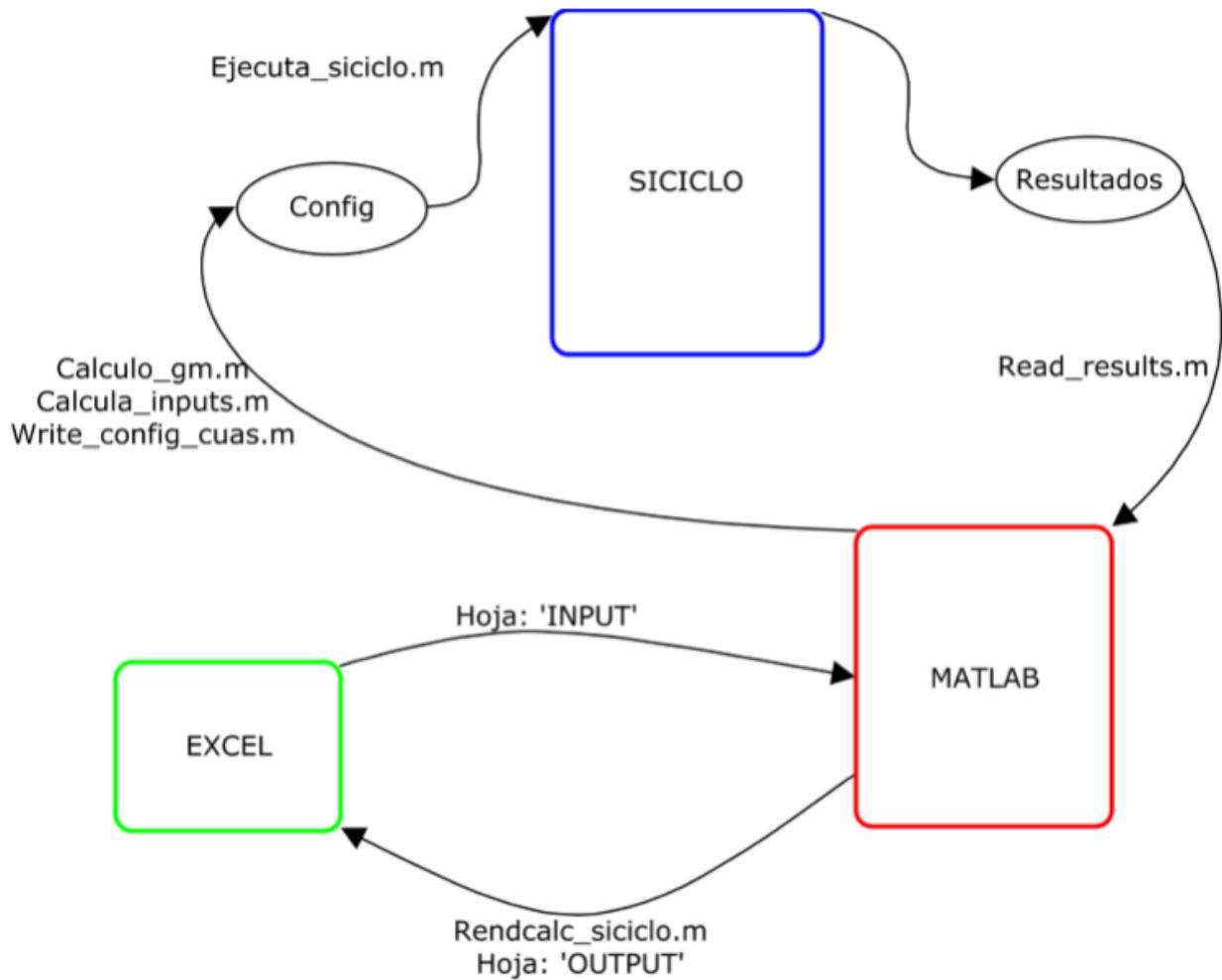


Ilustración 8 Flujo de información de la rutina global. Fuente: (Poveda Ruiz, 2018).

4 MODELADO TERMODINÁMICO

4.1 Introducción

Una vez definido los objetivos del proyecto y las herramientas que se utilizarán, se está listo para proceder a la realización de este. Este capítulo estará dividido de la siguiente manera:

1. Consideraciones iniciales: En esta parte se abordará todo lo consiguiente a las condiciones e hipótesis iniciales del modelo, así como la descripción de este.
2. Puesta a punto del modelo: Aquí se mostrarán todos los cambios progresivos que sufrió el modelo a lo largo de su desarrollo.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

3. Estudio de sensibilidad: Se realizará un estudio de sensibilidad para determinar el comportamiento del motor antes diferentes tipos condiciones. Las condiciones tomadas para el estudio serán la condición de diluir puramente con aire y la de asumir un motor totalmente adiabático.

4.2 Consideraciones iniciales

El motor para modelar es un motor de encendido provocado tricilíndrico sobrealimentado con un turbocompresor y un lazo de recirculación de gases de escape de baja presión. En la ilustración 9 se muestra un esquema de un motor sobrealimentado con un turbocompresor y un lazo de recirculación de gases de escape de baja presión.

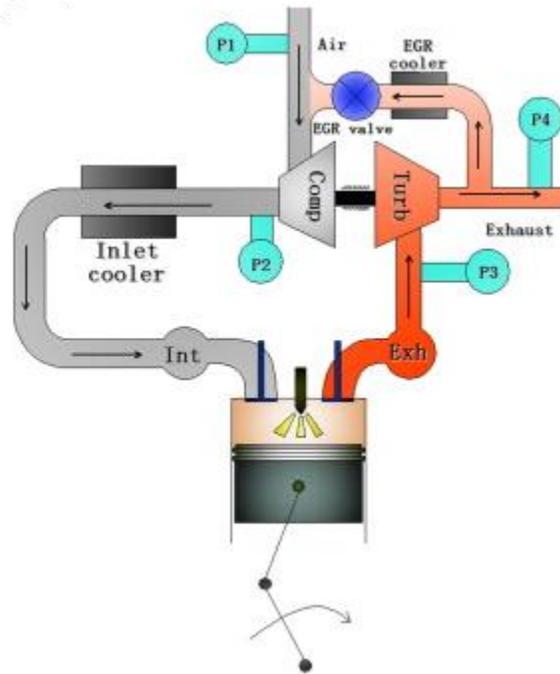


Ilustración 9 Esquema motor de encendido provocado sobrealimentado y con lazo de recirculación de gases de escape de baja presión. Fuente: (Wang, Tan, Shu, Zhu, & Wei, 2012).

El motor cuenta con los siguientes componentes:

- Filtro de aire.
- Compresor.
- Intercambiador o intercooler.
- Turbina.
- Línea de escape.
- Válvula de EGR.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

- Enfriador de EGR.

En la aspiración, el flujo de aire luego de pasar por el filtro de aire va al compresor, allí el aire aumenta su presión por encima de la presión atmosférica y aumenta su temperatura, luego pasa por el intercambiador para reducir su temperatura y entra al cilindro junto con el combustible para el proceso de combustión, los gases de la combustión pasan a la turbina donde sucede un proceso de expansión, del punto de salida de la turbina se toma un porcentaje de gases de escape para pasar por el enfriador y es añadido entre el punto del filtro del aire y el compresor.

En los componentes como el filtro de aire, el intercambiador y la línea de escape suceden pérdida de presión, también llamadas pérdidas de carga. Estas pérdidas dependen de factores como el flujo que los atraviesa y la geometría de los componentes. Al no contar con un motor físico ni información disponible de esos componentes, dichas pérdidas serán calculadas mediante un proceso de iteración dentro de las rutinas de Matlab.

Existen tres hipótesis asumidas para el modelo, estas son:

- El dosado es igual a 1.
- La temperatura de salida del intercooler es la temperatura ambiental.
- La temperatura del enfriador de EGR es la ambiental.

Las constantes del modelo se pueden apreciar en la tabla 3.

Constante	Valor	Unidad	Especificación
n_{cyl}	3	Cilindro	-
RCO	14	-	-
V_t	1	Litros	Volumen
η_{vol}	0.97	-	Eficiencia volumétrica
R	287	$J(kg \cdot K)$	Constante gases
γ_{air}	1.4	-	Coefficiente adiabático
γ_{exh}	1.35	-	Coefficiente adiabático
$c_{p_{air}}$	1004.5	$J(kg \cdot K)$	-
$c_{p_{exh}}$	1107.5	$J(kg \cdot K)$	-
P_{amb}	1	<i>bar</i>	Presión atmosférica
T_{amb}	298	<i>K</i>	Temp. ambiente
n	4000	<i>rpm</i>	Régimen de giro
J_e	0.14	kgm^2	Inercia del motor
\dot{m}_{fuel}	8.5106	kg/h	Flujo combustible
\dot{m}_{air}	137.0212	kg/h	Flujo de aire

Tabla 3 Constantes del modelo.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

4.3 Puesta a punto del modelo

4.3.1 Cambio de combustible

Partiendo desde los resultados encontrados en los trabajos previos usando gasolina como combustible para el modelo, se propuso cambiar el combustible por CNG. La finalidad del cambio es determinar el impacto en el rendimiento y en la potencia que esto genera. La composición del CNG utilizado se muestra en la tabla 4.

Haciendo las modificaciones necesarias en la rutina de Matlab (cambio de valor de variables) y los cambios en la configuración de Sicciclo, se lanzaron 6 casos de ensayo donde se hacía un barrido de dilución con EGR desde un valor de 0% hasta 50% mediante incrementos de 10%. La dilución con EGR usada en los ensayos es aditiva, lo que quiere decir que se tiene un flujo de aire de entrada constante más el flujo másico de EGR.

En las tablas 5 y 6 se muestran los resultados de los con gasolina y CNG respectivamente. En las ilustraciones 10 y 11 se muestran las comparativas del rendimiento entre ambos combustibles con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

Propiedad	Valor
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	47.0 ± 2.1
Metano (% masa)	91.95 ± 0.55
Etanol (% masa)	4.54 ± 0.23
Propano (% masa)	0.59 ± 0.13
Nitrógeno (% masa)	1.09 ± 0.13
H/C (mol/mol)	3.82 ± 0.01
Air-Fuel-Ratio Estequiométrico (kg/kg)	16.1 ± 0.1

Tabla 4 Propiedades del CNG usado.

Case	EGR	DOC	SOC	Rend	Ne	pme	Pmax	BSFC
[-]	[%]	[°]	[°ATDC]	[-]	kW	bar	bar	[g/kWh]
RNO1	0	25	-6.125	0.4006	44.512	13.372	107.882	209.959
RNO2	10	25	-5.875	0.4088	45.425	13.647	112.224	205.737
RNO3	20	25	-5.5	0.4161	46.243	13.892	116.909	202.100
RNO4	30	25	-5.625	0.4232	47.027	14.128	124.566	198.729
RNO5	40	25	-4.875	0.4280	47.558	14.288	131.386	196.511
RNO6	50	25	-4.5	0.4252	47.244	14.193	142.885	197.816

Tabla 5 Resultados ensayos con gasolina. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Case [-]	EGR [%]	DOC [°]	SOC [°ATDC]	Rend [-]	Ne kW	pme bar	Pmax bar	BSFC [g/kWh]
RNO1	0	25	-5.875	0.4101	45.571	13.691	111.483	186.752
RNO2	10	25	-5.75	0.4166	46.292	13.907	116.164	183.846
RNO3	20	25	-5.5	0.4226	46.964	14.109	121.418	181.215
RNO4	30	25	-5.125	0.4288	47.648	14.315	127.874	178.612
RNO5	40	25	-5	0.4303	47.819	14.366	137.279	177.975
RNO6	50	25	-4.125	0.4217	46.865	14.079	147.815	181.596

Tabla 6 Resultados ensayos con CNG. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

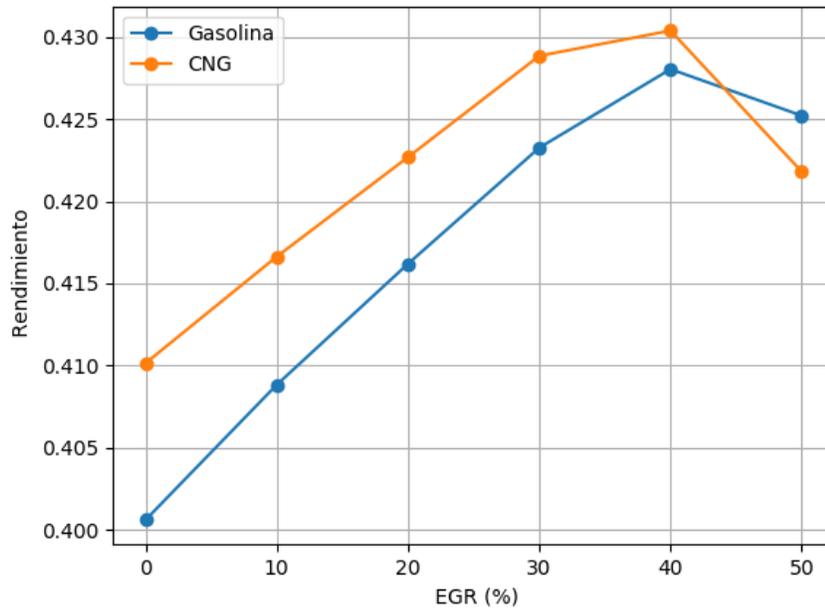


Ilustración 10 Grafica comparativa de rendimiento usando Gasolina y CNG. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

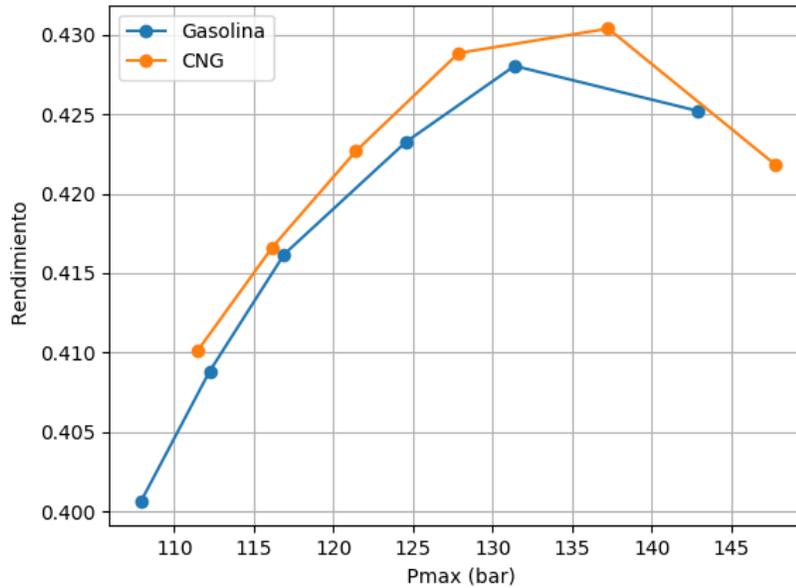


Ilustración 11 Grafica Comparativa de relación Pmax y rendimiento usando Gasolina y CNG. Fuente: Elaboración propia.

Observando los resultados dados expuestos en las tablas anteriores se puede intuir que combustible es “mejor” en función del rendimiento. Ambos resultados concluyen que el mejor punto de operación en esas condiciones es el punto del ensayo “RNO5” que es donde se tiene el mayor rendimiento para ambos casos. Sin embargo, analizando los resultados de la presión máxima en esos puntos se debe de tener en consideración la presión máxima admitida por la unidad una vez este confeccionada físicamente para elegir dicho punto de operación.

Esto es debido a que para el mismo punto de operación entre un combustible y otro se tiene:

$$Ganancia_{Rend} = \frac{Rend_{CNG} - Rend_{gasolina}}{Rend_{CNG}} \cdot 100 = \frac{0.43037267 - 0.42802708}{0.43037267} \cdot 100 = 0.5\% \quad (19)$$

$$Ganancia_{pmax} = \frac{Pmax_{CNG} - Pmax_{gasolina}}{Pmax_{CNG}} \cdot 100 = \frac{137.279bar - 131.386bar}{137.279bar} \cdot 100 = 4.29\% \quad (20)$$

Lo que quiere decir que en el mismo punto por un aumento de rendimiento de 0.5% se tendría un aumento de presión máxima de 4.29%, que se traduce como 5.86 bares, lo cual puede ser significativo o no, dependiendo las limitaciones físicas de la unidad.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

4.3.2 Blow-by impuesto

En vista que el CNG tiene un rendimiento “mejor” que la gasolina, se toma la dirección de hacer el modelo más real. Para esto el primer paso dado es la imposición de un coeficiente de blow-by¹⁶. El blow-by es el término utilizado para describir los gases de combustión dentro de un motor que se fuga más allá de los sellos de anillo de pistón y en el cárter del motor. Hasta cierto punto, blow-by es normal en un motor sano.

Siciclo cuenta con la facilidad para simular el ciclo motor con un coeficiente de blow-by impuesto o un gasto másico fijo impuesto. En nuestros ensayos usaremos un coeficiente de blow-by impuesto igual a 1.

Se lanzaron 6 nuevos ensayos con las mismas condiciones que para la etapa del cambio de combustible, salvo la implicación del coeficiente de blow-by impuesto. Para imponer este coeficiente no es necesario ningún cambio en la rutina de Matlab, solamente es necesario indicar el coeficiente a imponer en la interfaz de Siciclo antes de ejecutar los ensayos.

En la tabla 7 muestra los resultados al imponer el coeficiente de blow-by. En la ilustración 12 y 13 se muestran las comparativas del rendimiento con y sin efecto de blow-by con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

Case [-]	EGR [%]	DOC [°]	SOC [°ATDC]	Rend [-]	Ne kW	pme bar	Pmax bar	BSFC [g/kWh]
RNO1	0	25	-5.375	0.4044	44.943	13.502	109.518	189.361
RNO2	10	25	-5.625	0.4118	45.762	13.748	115.356	185.974
RNO3	20	25	-5	0.4182	46.475	13.962	119.422	183.120
RNO4	30	25	-4.75	0.4240	47.116	14.155	126.056	180.628
RNO5	40	25	-4.5	0.4258	47.312	14.214	134.896	179.879
RNO6	50	25	-3.5	0.4169	46.326	13.917	144.548	183.711

Tabla 7 Resultados ensayos con CNG y Blow-by impuesto. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

¹⁶ Palabra de origen inglés sin una traducción literal al castellano.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

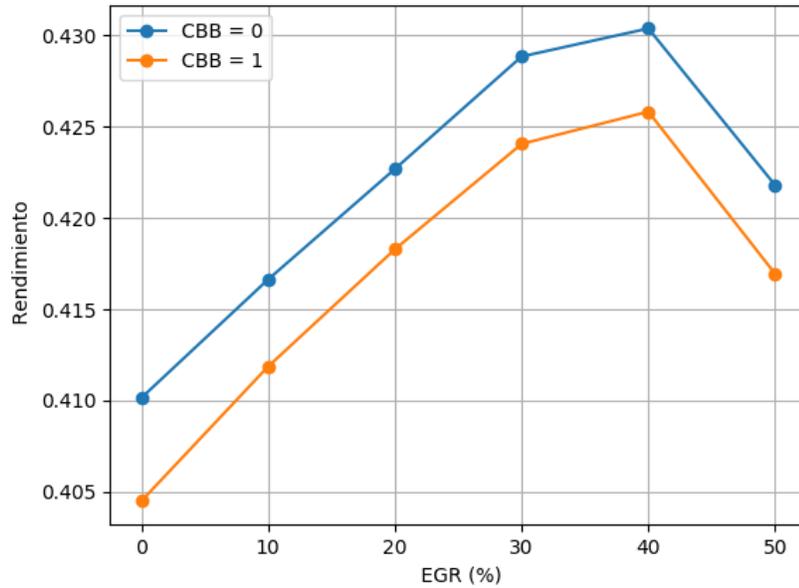


Ilustración 12 Grafica comparativa de rendimiento usando Coeficiente de Blow-by igual a 1 e igual a 0. Fuente: Elaboración propia.

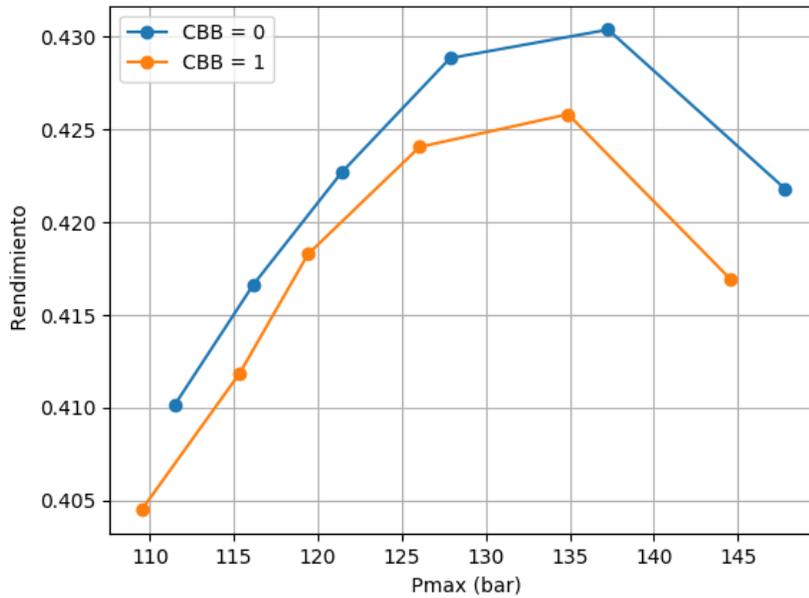


Ilustración 13 Grafica Comparativa de relación Pmax y rendimiento usando coeficiente de Blow-by igual a 1 e igual a 0. Fuente: Elaboración propia.

Como era de esperarse al añadir un coeficiente de blow-by el rendimiento ha disminuido con respecto a la simulación anterior.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

De aquí en adelante todas las simulaciones se realizarán con el coeficiente de blow-by impuesto.

4.3.3 Cambio parámetros de válvulas

En la búsqueda de un modelo "más real", usamos nuevos parámetros para el coeficiente de las válvulas para ver cómo afecta al modelo. Los nuevos parámetros se tomaron de pruebas experimentales anteriores en otros motores del *CMT-Motores Térmicos*. Los parámetros antiguos y los nuevos parámetros se muestran en la ilustración 14 y 15. La tabla 8 muestra los resultados de las simulaciones luego de aplicar los nuevos coeficientes de carga y descarga de válvulas. En la ilustración 16 y 17 se muestran las comparativas del rendimiento con los antiguos parámetros y con los nuevo con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

Admisión			
Nº de válvulas de admisión:	2	Diam. válvulas de admisión:	24.375 mm P
Coef. flujo máximo de admisión:		Superficie de las pipas de admisión:	0.0074 mm2 P
Entrante:	0.4853 P	Volumen depósito de admisión:	mm3 P
Saliente:	0.4853 P		

Escape			
Nº de válvulas de escape:	2	Diam. válvulas de escape:	23.32 mm P
Coef. flujo máximo de escape:		Superficie de las pipas de escape:	0.0051 mm2 P
Entrante:	0.7510 P	Volumen Depósito Escape Intermedio	mm3 P
Saliente:	0.751 P	Volumen Depósito Escape Exterior	mm3 P

Ilustración 14 Captura de interfaz de Siculo donde se muestra los parámetros antiguos de las válvulas. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Admisión

Nº de válvulas de admisión: Diam. válvulas de admisión: mm

Coef. flujo máximo de admisión: Superficie de las pipas de admisión: mm²

Entrante: Volumen depósito de admisión: mm³

Saliente:

Escape

Nº de válvulas de escape: Diam. válvulas de escape: mm

Coef. flujo máximo de escape: Superficie de las pipas de escape: mm²

Entrante: Volumen Depósito Escape Intermedio: mm³

Saliente: Volumen Depósito Escape Exterior: mm³

Ilustración 15 Captura de interfaz de Siculo donde se muestra los parámetros nuevos de las válvulas.
Fuente: Elaboración propia.

Case	EGR	DOC	SOC	Rend	Ne	pme	Pmax	BSFC
[-]	[%]	[°]	[°ATDC]	[-]	kW	bar	bar	[g/kWh]
RNO1	0	25	-5.75	0.4070	45.226	13.587	110.326	170.825
RNO2	10	25	-5.25	0.4137	45.967	13.810	113.805	168.229
RNO3	20	25	-4.875	0.4204	46.717	14.035	118.541	165.678
RNO4	30	25	-4.875	0.4265	47.399	14.240	125.929	163.425
RNO5	40	25	-4.375	0.4289	47.656	14.317	133.71	162.590
RNO6	50	25	-3.125	0.4209	46.774	14.052	141.86	165.486

Tabla 8 Resultados ensayos con los nuevos coeficientes de válvulas. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

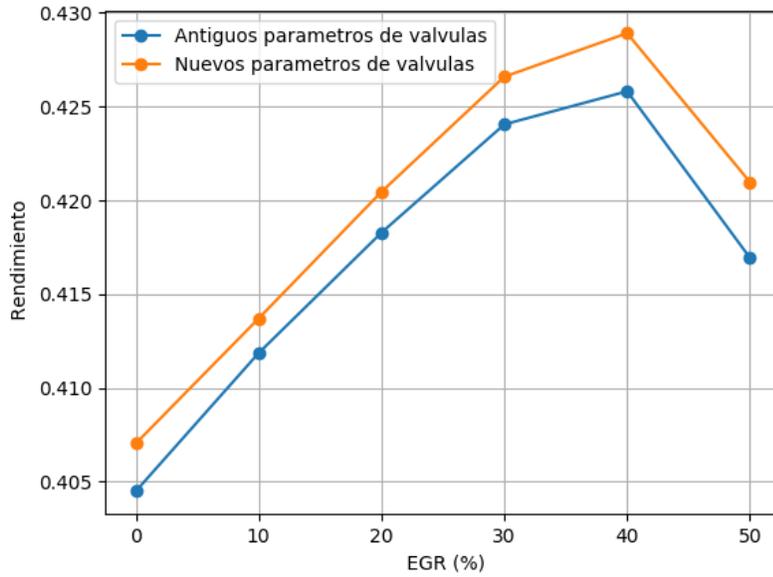


Ilustración 16 Grafica comparativa de rendimiento usando los antiguos parámetros y los nuevos parámetros de válvulas. Fuente: Elaboración propia.

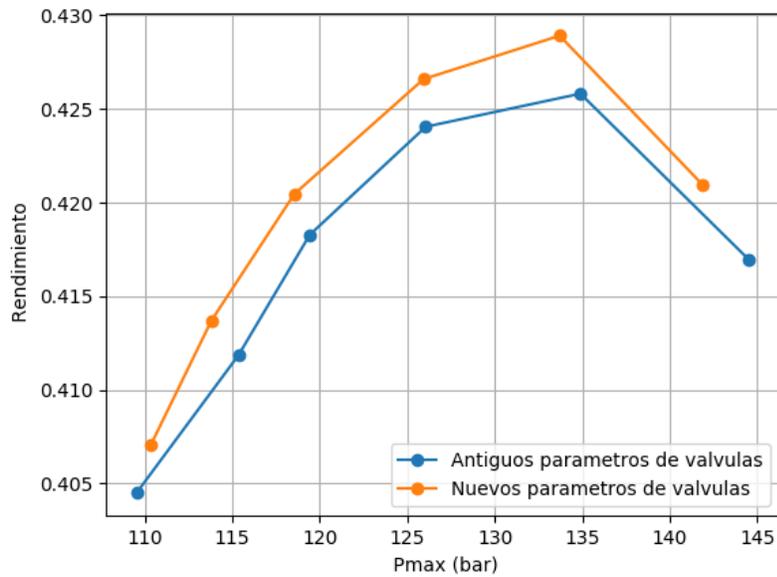


Ilustración 17 Grafica Comparativa de relación Pmax y rendimiento de los antiguos parámetros de válvulas y los nuevos. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

4.3.4 Cambio parámetros de turbo grupo

Por petición de nuestro partner, el grupo *Renault-Francia Automóviles*, se cambiaron los valores de la eficiencia de los elementos del turbo grupo. En la tabla 9 se muestra los valores antes y después del cambio.

Turbine efficiency [-]	Compressor efficiency [-]	Turbo Group efficiency [-]
0.6	0.7	0.95
	a)	
Turbine efficiency [-]	Compressor efficiency [-]	Turbo Group efficiency [-]
0.7	0.8	0.95
	b)	

Tabla 9 Tabla de valores eficiencia de los elementos del turbo grupo. a) Valores antes del cambio. b) valores luego del cambio.

En la tabla 10 muestra los resultados al simular los ensayos con los nuevos valores de eficiencia del turbo grupo. En la ilustración 18 y 19 se muestran las comparativas del rendimiento con los valores nuevos y antiguos de eficiencia con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

Case [-]	EGR [%]	DOC [°]	SOC [°ATDC]	Rend [-]	Ne kW	pme bar	Pmax bar	BSFC [g/kWh]
RNO1	0	25	-5.625	0.4079	45.323	13.616	109.756	187.775
RNO2	10	25	-5.625	0.4153	46.147	13.864	114.541	184.423
RNO3	20	25	-5.5	0.4232	47.028	14.128	119.923	180.966
RNO4	30	25	-4.5	0.4312	47.916	14.395	123.492	177.614
RNO5	40	25	-4.625	0.4391	48.794	14.659	132.626	174.416
RNO6	50	25	-4.5	0.4431	49.240	14.793	144.394	172.838

Tabla 10 Resultados ensayos con los nuevos valores de eficiencia del turbo grupo. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

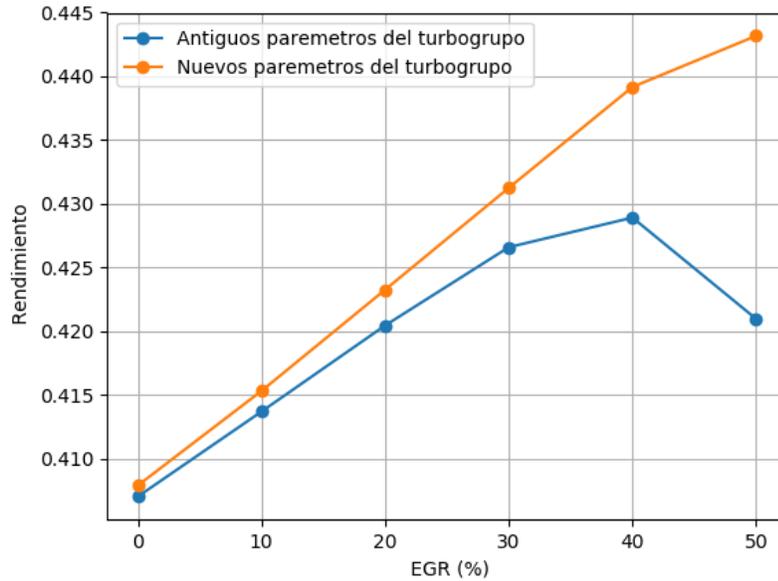


Ilustración 18 Grafica comparativa de rendimiento usando los antiguos parámetros y los nuevos parámetros de eficiencia del turbogrupo. Fuente: Elaboración propia.

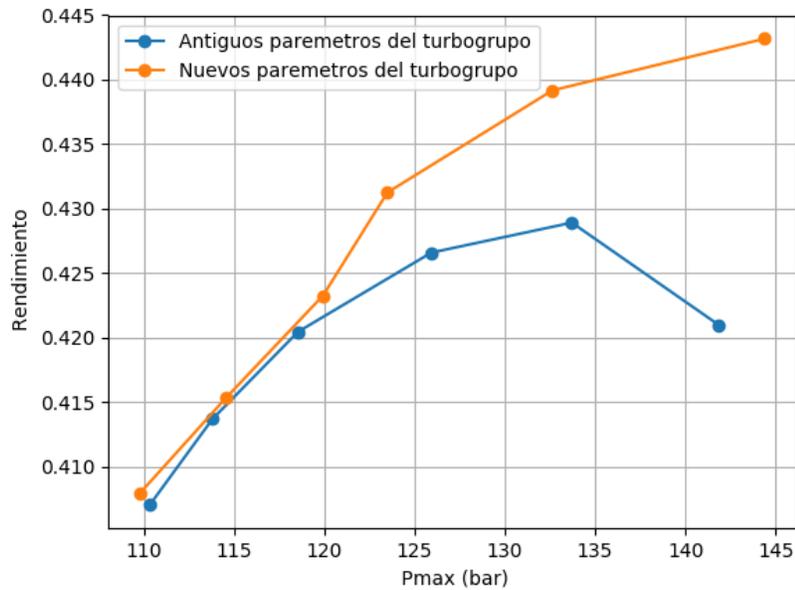


Ilustración 19 Grafica Comparativa de relación Pmax y rendimiento de los antiguos parámetros y los nuevos parámetros de eficiencia del turbogrupo. Fuente: Elaboración propia.

4.3.5 Pérdidas de carga constantes impuestas

Hasta este punto las pérdidas de presión en accesorios (filtro de aire, intercooler y línea de escape) fueron calculadas mediante proceso de iteración para obtener los valores más

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

favorables o ideales para los ensayos, pero en la búsqueda de tener un modelo más realista se decide asumir pérdidas de presión constante para los elementos.

Eliminando el proceso de iteración para el cálculo de las pérdidas de presión de accesorios se reduce el tiempo de simulación de los ensayos.

En la tabla 11 se muestra los valores asumidos para las pérdidas constante. En la tabla 12 se muestra los resultados de los ensayos usando pérdidas constantes. En la ilustración 20 y 21 se muestran las comparativas del rendimiento con pérdidas de presión por iteración y pérdidas de presión constante con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

En los resultados expuestos en la tabla 12 y las ilustraciones 20 y 21 se puede apreciar que el rendimiento se ve afectado negativamente. Esto es debido a que se está utilizando un valor constante para las pérdidas en vez de un valor óptimo calculado mediante iteración. Aunque este cambio no beneficio los resultados buscados, acerca más el modelo a la realidad.

P. Filtro de aire [mbar]	P. Intercooler [mbar]	P. Línea de escape [mbar]
40	30	200

Tabla 11 Valores asumidos de pérdidas de presión en accesorios.

Case [-]	EGR [%]	DOC [°]	SOC [°ATDC]	Rend [-]	Ne kW	pme bar	Pmax bar	BSFC [g/kWh]
RNO1	0	25	-5.75	0.4033	44.814	13.463	110.894	189.906
RNO2	10	25	-5.625	0.4098	45.543	13.682	115.656	186.868
RNO3	20	25	-5.75	0.4164	46.277	13.903	122.09	183.904
RNO4	30	25	-6.125	0.4241	47.125	14.157	130.822	180.595
RNO5	40	25	-6.125	0.4304	47.827	14.368	140.127	177.945
RNO6	50	25	-6.25	0.4359	48.441	14.553	152.914	175.690

Tabla 12 Resultados ensayos usando pérdidas de presión constante. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

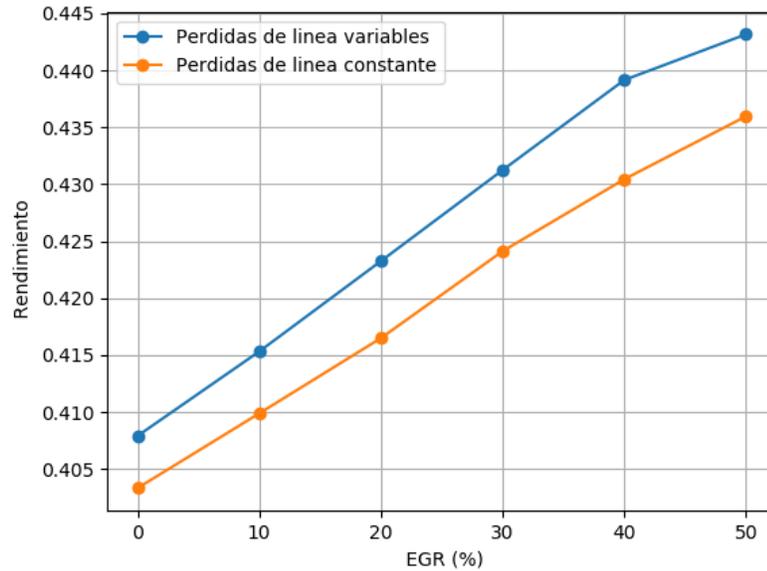


Ilustración 20 Grafica comparativa de relación de dilución de EGR y rendimiento usando perdidas de presión por iteraciones y perdidas de presión constante. Fuente: Elaboración propia.

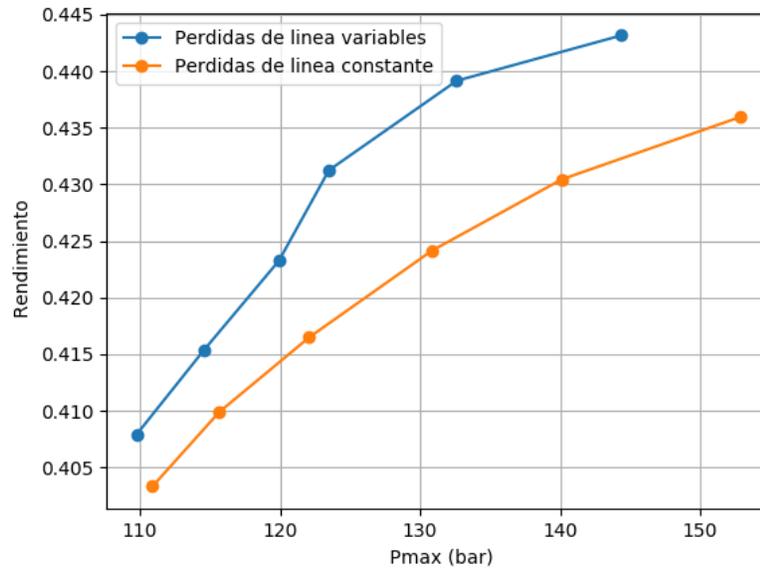


Ilustración 21 Grafica Comparativa de relación Pmax y rendimiento usando perdidas de presión por iteraciones y perdidas de presión constante. Fuente: Elaboración propia.

4.3.6 Reevaluación del modelo

Hasta ahora en el modelo se asumieron condiciones favorables y se despreciaron algunos fenómenos, un ejemplo de condición favorable asumida es una temperatura de entrada al motor de 298 K (24.85 °C) y un ejemplo de fenómeno despreciado es el fenómeno del

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

proceso de mezcla de fluidos a diferentes temperaturas en el punto entre el filtro de aire y el compresor al mezclarse el flujo de aire saliente del filtro aire a temperatura ambiente y los gases de escape recirculados.

El fenómeno de mezcla había sido despreciado porque se asumió que el enfriador de EGR llevaba los gases de su temperatura de salida a temperatura ambiente, lo cual en la práctica resulta difícil por factores como el tamaño del enfriador para lograr la transferencia de calor deseada. Asumiendo valores más realistas y diferentes a la temperatura ambiente es necesario incluir 2 nuevas variables, cp_{mix} y T_{mix} , que son el calor específico a presión constante de la mezcla y la temperatura resultante de la mezcla respectivamente.

Sabiendo esto se decidió hacer cambio en las condiciones y asunciones iniciales. Otro factor de cambio en el modelo es que la temperatura de salida del motor, T_3 , dejará de ser calculada mediante iteración y será extraída directamente desde Siculo. El último cambio mencionado requiere un pequeño cambio a las rutinas de Matlab usadas hasta ahora.

Las nuevas condiciones iniciales, los cambios en la rutina y los resultados serán detallados en los 3 próximos apartaos respectivamente.

4.3.6.1 *Condiciones iniciales*

Las nuevas condiciones iniciales para el modelo son:

- La temperatura de los gases de escape a la salida del enfriador de EGR, T_{egr} , se asume es de 373.15 K (100 °C).
- Se tomará en cuenta el fenómeno de mezcla en el punto entre el filtro de aire y la entrada al compresor.
- La temperatura de salida del motor se tomará directamente desde Siculo y no será calculada.

Todo lo no mencionado en las nuevas condiciones iniciales permanecerá igual que en las simulaciones anteriores. En la ilustración 9 se muestra un esquema del motor y el punto donde pasa la mezcla de air y EGR. Por balance de masas tenemos que:

$$cp_{mix} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot cp_{air} + \dot{m}_{egr} \cdot cp_{exh}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_{egr}} \quad (2)$$

$$T_{mix} = \frac{\dot{m}_{egr} \cdot cp_{exh} \cdot T_{egr} + \dot{m}_{air} \cdot cp_{air} \cdot T_1}{\dot{m}_{air} \cdot cp_{air} + \dot{m}_{egr} \cdot cp_{exh}} \quad (3)$$

4.3.6.2 Cambios de rutinas

Al cambiar la forma de obtener el valor de la temperatura de escape, T_3 , es necesario cambios en la rutina de Matlab. En la ilustración 22 y 23 se muestran trozos de la rutina

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

antes y después de la modificación respectivamente. Las rutinas completas se mostrarán en el Anexo 1.

```

while(errorrtotal>0.5) % Saldrá del bucle cuando las temperaturas no se diferencien en más de 0.1K
    Calculo_gm; % Coge los gastos que le correspondan
    Calcula_inputs; % Calcula lo necesario para Sicielo
    Write_config_vSergio_cuas; % Lo escribe en el fichero de configuración
    Ejecutar_siciclo;

    if todosi==0
        Fail=1;
        return
    else
        Read_results;
    end
end

```

Ilustración 22 Trozo de la rutina global antes de modificarla. Fuente: Elaboración propia.

```

while(errorrtotal>0.5) % Saldrá del bucle cuando las temperaturas no se diferencien en más de 0.1K
    Read_results;
    Calculo_gm; % Coge los gastos que le correspondan
    Calcula_inputs; % Calcula lo necesario para Sicielo
    Write_config_vSergio_cuas; % Lo escribe en el fichero de configuración
    Ejecutar_siciclo;

    if todosi==0
        Fail=1;
        return
    else
        Read_results;
    end
end

```

Ilustración 23 Trozo de la rutina global luego de modificarla. Fuente: Elaboración propia.

4.3.6.3 Resultados

En la tabla 13 se muestran los resultados al simular el modelo con las nuevas condiciones iniciales. En la ilustración 24 y 25 se muestran las comparativas del rendimiento del modelo antes de la reevaluación (modelo 1) y el modelo luego de la reevaluación (modelo 2) con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

Case [-]	EGR [%]	DOC [°]	SOC [°ATDC]	Rend [-]	Ne kW	pme bar	Pmax bar	BSFC [g/kWh]
RNO1	0	25	-5.5	0.4009	44.549	13.383	111.169	191.039
RNO2	10	25	-5.375	0.4067	45.198	13.579	116.102	188.293
RNO3	20	25	-5	0.4126	45.852	13.775	121.511	185.608
RNO4	30	25	-5	0.4162	46.254	13.896	129.737	183.994
RNO5	40	25	-5	0.4141	46.014	13.824	140.615	184.955
RNO6	50	25	-5.5	0.3955	43.952	13.204	158.093	193.631

Tabla 13 Resultados ensayos usando las nuevas condiciones iniciales. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

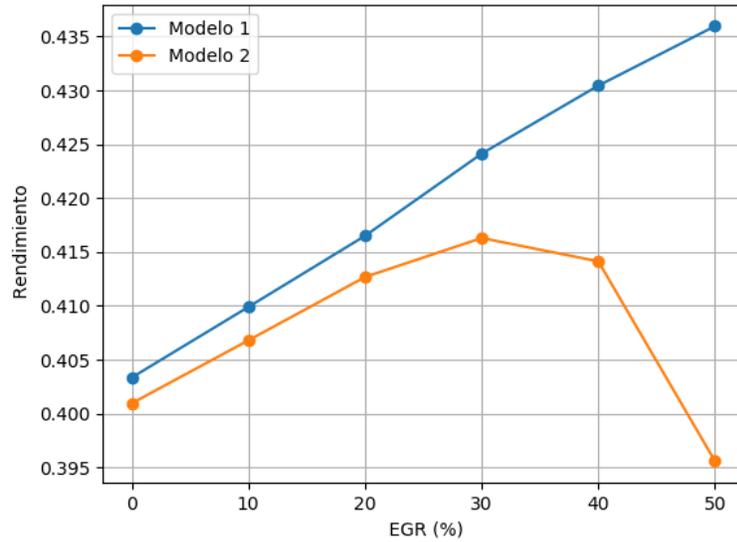


Ilustración 24 Grafica comparativa de relación de dilución con EGR y el rendimiento usando el modelo 1 y el modelo 2. Fuente: Elaboración propia.

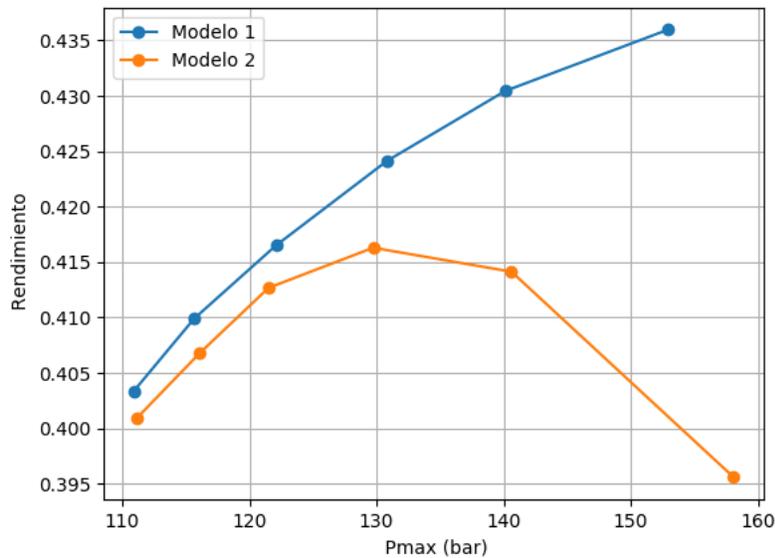


Ilustración 25 Grafica comparativa de relación de Pmax y el rendimiento usando el modelo 1 y el modelo 2. Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar que el modelo 2 tiene un rendimiento considerablemente menor que el modelo 1, sin embargo, el modelo 2 se puede considerar un modelo más realista y menos ideal que el modelo 1. Es de interés intentar acercar el modelo lo más posible a la realidad ya que nos brinda una mejor idea de lo que se puede obtener una vez se tenga el equipo en físico. También es de interés conocer la distribución energética del motor, donde hay

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

perdidas energéticas, es decir su balance energético, para poder determinar puntos donde se puede optimizar y reducir dichas pérdidas. Lo relacionado al balance energético será abordado en la próxima sección.

4.3.7 Balance energético

El análisis del balance energético de un motor de combustión interna, también denominado balance térmico o balance de calor es básicamente una aplicación de la primera ley de la Termodinámica. Un motor no puede utilizar el cien por ciento de la energía contenida en el combustible debido a todas las pérdidas en los diferentes puntos del motor. En la ilustración 26 se muestra el balance energético típico de un motor de combustión interna.

Se requiere una transferencia de calor satisfactoria del motor por varias razones importantes, que incluyen límites de temperatura del material, límites de rendimiento del lubricante, emisiones y el fenómeno del picado (*knock*).

Suponiendo que todo el motor es un sistema termodinámico, los límites están representados por los dispositivos de admisión, combustible y escape, respectivamente, el sistema de enfriamiento y el medio ambiente. Las pérdidas en dichos elementos y los resultados del balance energético serán explicados y discutidos en las próximas subsecciones.

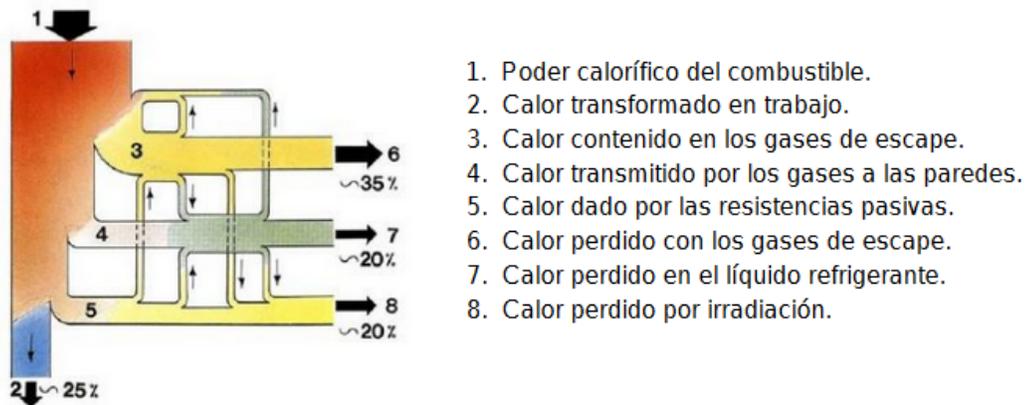


Ilustración 26 Balance térmico del motor de combustión interna. Fuente: Grupo FIAT (2004).

4.3.7.1 Pérdidas en refrigerantes

Las pérdidas en el refrigerante tal y como su nombre indica son las pérdidas que ocurren al transferir energía para el proceso de enfriamiento del motor. En estas pérdidas se encasilla la energía transmitida al agua y al aceite del motor. Estas pérdidas no serán calculadas, sino que serán extraídas directamente desde Siciclo.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

4.3.7.2 Pérdidas por fricción

Las pérdidas por fricción son las más difícil de estudiar sin un motor físico para evaluar. Existen varios modelos para estimar las pérdidas por fricción, pero el que más conviene utilizar para nuestro modelo es el presentado en la ecuación 21. En esta ecuación se utiliza la presión media efectiva de fricción, f_{mep} , la cual es calculada mediante la ecuación 22.

$$N_f = 0.5 \cdot f_{mep} \cdot V_t \cdot n \cdot 1000 \quad (21)$$

$$f_{mep} = 0.615 - 7.767 \cdot 10^{-5} \cdot n + 3.9 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 0.0238 \cdot p_{mi} + 4.295 \cdot 10^{-4} \cdot p_{mi}^2 \quad (22)$$

Donde:

- N_f son las pérdidas por fricción en watts.
- V_t es el volumen total desplazado en metros cúbicos.
- n es el régimen de giro en rpm.
- f_{mep} es la presión media efectiva de fricción en bar.
- P_{mi} es la presión media indicada en bar.

4.3.7.3 Pérdidas intercambiador

Para las pérdidas en el intercambiador es necesario hacer un balance de masas a la entrada del intercambiador y a la salida. Para esto se tomará en cuenta los flujos másicos y las temperaturas en dichos puntos. En la ecuación 23 se muestra la ecuación del balance de masas.

$$Q_{int} = \frac{(\dot{m}_{egr} + \dot{m}_{air}) \cdot \frac{c_{p_{mix}}}{1000} \cdot (T_{20} - T_2)}{3.6} \quad (23)$$

Donde:

- T_{20} es la temperatura antes del intercambiador en Kelvin.
- T_2 es la temperatura luego del intercambiador en Kelvin.
- Q_{int} son las pérdidas en el intercambiador en watts.

4.3.7.4 Pérdidas EGR cooler

Al igual que las pérdidas en el intercambiador para determinar estas pérdidas se necesita hacer el balance de masas en el punto de entra y salida del enfriador de EGR. En la ecuación 24 se muestra la ecuación del balance de masas.

$$Q_{egr} = \frac{\dot{m}_{egr} \cdot \frac{c_{p_{mix}}}{1000} \cdot (T_4 - T_{egr})}{3.6} \quad (24)$$

Donde:

- T_4 es la temperatura de entrada del enfriador de EGR en Kelvin.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

- T_{egr} es la temperatura de salida del enfriador de EGR en Kelvin.
- Q_{egr} son las pérdidas del enfriador de EGR en watts.

4.3.7.5 Pérdidas en los gases de escape

Para las pérdidas en los gases de escape es necesario conceptualizar el motor como una caja negra y tomando en cuenta solo los flujos de entrada y los de salida. En la ecuación 25 se muestra la ecuación para determinar las pérdidas en los gases de escape.

$$H_g = \frac{(\dot{m}_f + \dot{m}_{air}) \cdot \frac{cp_{mix}}{1000} \cdot (T_4 - T_1)}{3.6} \quad (25)$$

Donde:

- T_1 es la temperatura ambiente en Kelvin.
- \dot{m}_f es el flujo masico de combustible en kilogramos por hora.

4.3.7.6 Pérdidas misceláneas

Las pérdidas misceláneas son las más difíciles de estimar debido a que estas pérdidas representan las perdidas en accesorios o perdidas por radiación y en la práctica estas difícilmente se pueden medir con exactitud. Normalmente lo que se hace para determinar las perdidas misceláneas es una simple suma para “ajustar” el flujo energético. La ecuación 26 es la utilizada para determinar las pérdidas misceláneas.

$$Q_{misc} = \dot{m}_f \cdot PCI - N_e - Q_{ref} - H_g - N_f - Q_{egr} - Q_{int} \quad (26)$$

Donde:

- $\dot{m}_f \cdot PCI$ es la energía disponible del combustible en watts.
- N_e es la potencia efectiva del motor en watts.

4.3.7.7 Resultados

Para obtener los resultados del balance energético se desarrolló una rutina de Matlab que realiza los cálculos y los escribe en una hoja resultante de Excel. La rutina de Matlab utilizada, *Energy_balance.m*, estará en el anexo 1. En la tabla 14 se muestran los resultados del balance energético, los resultados están expresados en porcentaje de la energía total de combustible.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Case [-]	Ne [%]	Qref [%]	Hg [%]	Nf [%]	Qinter [%]	Qegr [%]	Qmisc [%]
RNO1	40.094	12.498	33.278	2.466	0.133	0	11.528
RNO2	40.679	12.007	29.640	2.480	0.997	2.775	11.418
RNO3	41.267	11.508	25.980	2.493	2.224	5.381	11.143
RNO4	41.629	11.122	22.248	2.501	4.033	7.713	10.751
RNO5	41.413	10.855	18.427	2.496	6.806	9.595	10.404
RNO6	39.557	10.986	14.715	2.454	11.373	10.891	10.020

Tabla 14 Resultados del balance energético para cada ensayo. Expresado en porcentaje de la energía total del combustible.

De los resultados se puede concluir que los puntos para optimizar y reducir pérdidas serían los puntos del intercambiador y en los gases de escape. Los valores de las pérdidas misceláneas son considerados alto para un motor de este tipo y son un poco mayor que los resultados generados por Siculo en este aspecto. Las diferencias pueden estar en el punto de la estimación de la fricción y que Siculo no toma en cuenta el lazo de EGR.

Aunque el modelo para el balance energético no es el más preciso y es simple, es útil para dar una idea general de como sería la distribución de energías en el motor.

4.4 Estudios de sensibilidad

Para las pruebas de sensibilidad se busca determinar el comportamiento del modelo frente a dilución puramente de aire y asumiendo condiciones adiabáticas para la simulación. Los resultados para estas pruebas se muestran en las próximas subsecciones.

4.4.1 Motor adiabático

Un proceso adiabático es un proceso donde el sistema termodinámico no intercambia calor con su entorno. Asumiendo esta condición para un motor se busca determinar cuál sería su mayor rendimiento posible, es decir que sería lo máximo físicamente que se podría esperar obtener. En Siculo se puede imponer esta condición al momento de simular el ciclo del motor.

En la tabla 15 se muestran los resultados al simular el modelo imponiendo las condiciones adiabáticas. En la ilustración 27 y 28 se muestran las comparativas del rendimiento del modelo sin asumir condiciones adiabáticas y el modelo asumiendo condiciones adiabáticas con respecto a la dilución con EGR y a la presión máxima respectivamente.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Case [-]	EGR [%]	DOC [°]	SOC [°ATDC]	Rend [-]	Ne kW	pme bar	Pmax bar	BSFC [g/kWh]
RNO1	0	25	-9.625	0.4353	48.369	14.531	123.201	175.950
RNO2	10	25	-9.625	0.4432	49.253	14.797	129.124	172.791
RNO3	20	25	-9.625	0.4495	49.955	15.008	136.162	170.364
RNO4	30	25	-9.875	0.4543	50.485	15.167	145.838	168.576
RNO5	40	25	-10	0.4550	50.562	15.190	158.3	168.319
RNO6	50	25	-9.875	0.4436	49.291	14.808	174.974	172.660

Tabla 15 Resultados ensayos usando condiciones adiabáticas. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

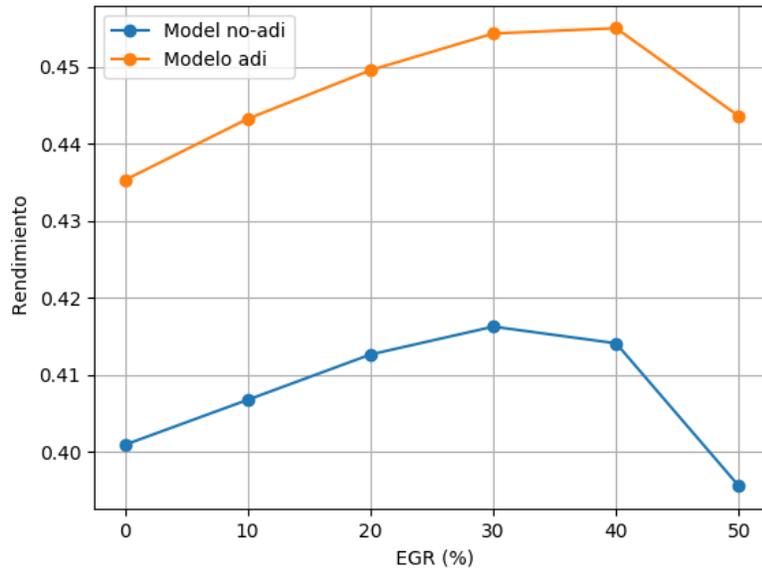


Ilustración 27 Grafica comparativa de relación de dilución con EGR y el rendimiento usando condiciones no adiabáticas y adiabáticas. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

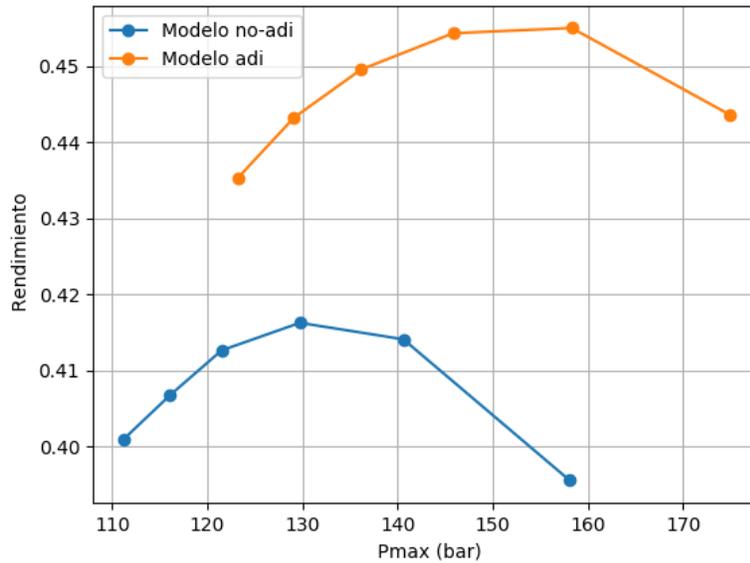


Ilustración 28 Grafica comparativa de relación de Pmax y el rendimiento usando condiciones no adiabáticas y condiciones adiabáticas. Fuente: Elaboración propia.

Como era de esperarse el modelo adiabático tiene un rendimiento mayor que el modelo que no es considerado adiabático, pero en contraste la presión máxima también crece considerablemente de forma proporcional.

4.4.2 Dilución con aire

La idea de ver la respuesta del modelo ante la dilución puramente de aire es tener un espectro mayor sobre el comportamiento del modelo y su semejanza con la realidad. En la realidad los sistemas con diluciones puramente de aire tienden a tener normalmente un mayor rendimiento que los sistemas con diluciones de EGR, sin embargo, como se ha visto en los resultados anteriores, al aumentar el rendimiento la presión máxima también aumenta y esto puede o no ser un problema dependiendo de las limitaciones físicas del motor.

Otra característica de los sistemas diluidos puramente con aire es que tienden a tener mayores emisiones que los sistemas diluidos con EGR, lo que en la mayoría de los casos evita que se puedan acoplar con las normativas de emisiones vehiculares de la Unión Europea.

Para poder representar gráficamente una comparación entre la dilución puramente con aire y la dilución con EGR es necesario hacer uso de la tasa de dilución. La tasa de dilución es igual a:

$$TD = (1 - Fr)100 \quad (27)$$

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Lo que quiere decir que con un dosado relativo de 0.9 daría como resultado una tasa de dilución de 10%.

En la tabla 16 se muestran los resultados al simular el modelo con dilución puramente de aire. En la ilustración 29 y 30 se muestran las comparativas del rendimiento del modelo diluyendo puramente con aire y el modelo diluyendo con EGR con respecto a la tasa de dilución y a la presión máxima respectivamente.

Case	TD	DOC	SOC	Rend	Ne	pme	Pmax	BSFC
[-]	[%]	[°]	[°ATDC]	[-]	kW	bar	bar	[g/kWh]
RNO1	0	25	-5.5	0.4009	44.549	13.383	111.169	191.039
RNO2	10	25	-5.75	0.4108	45.647	13.713	118.455	186.442
RNO3	20	25	-5.75	0.4195	46.612	14.003	126.219	182.581
RNO4	30	25	-5.75	0.4271	47.463	14.259	135.773	179.307
RNO5	40	25	-5.625	0.4320	48.010	14.423	147.084	177.264
RNO6	50	25	-5.625	0.4302	47.810	14.363	163.224	178.006

Tabla 16 Resultados ensayos diluyendo puramente con aire. Resaltado el punto de funcionamiento con mayor rendimiento.

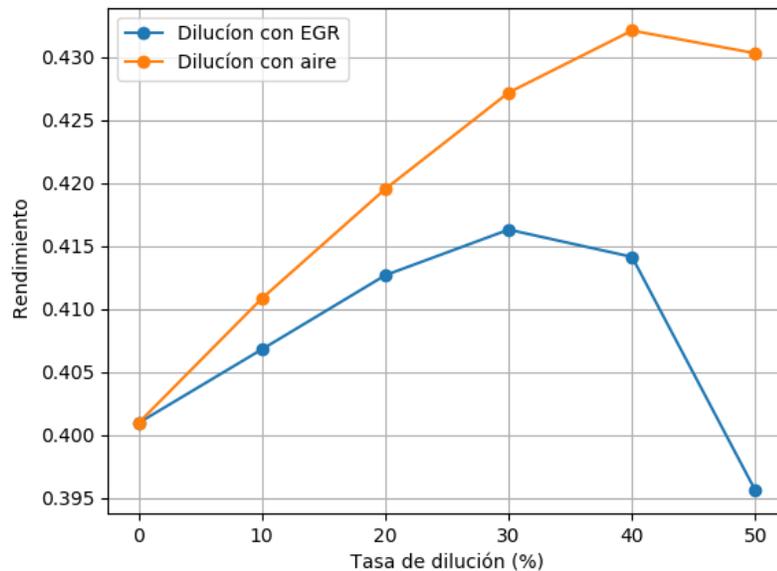


Ilustración 29 Grafica comparativa de relación del dosado relativa equivalente y el rendimiento diluyendo con aire y diluyendo con EGR. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

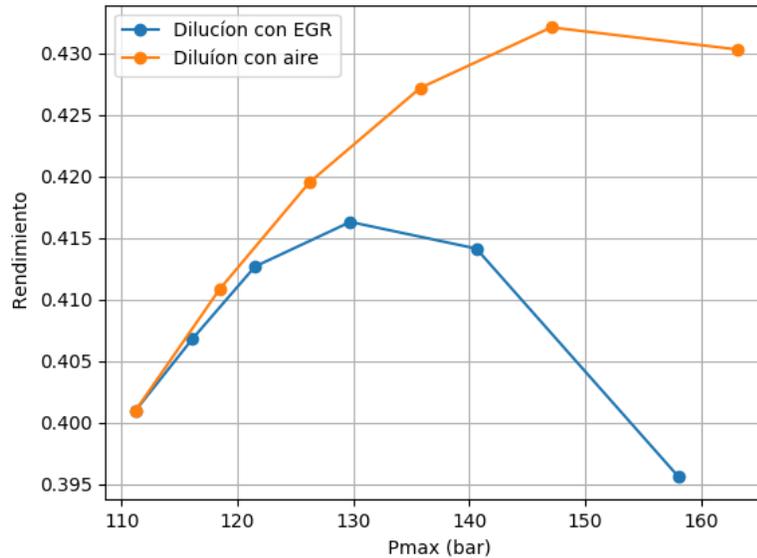


Ilustración 30 Grafica comparativa de relación de Pmax y el rendimiento diluyendo con aire y diluyendo con EGR. Fuente: Elaboración propia.

5 CONTROL

5.1 Introducción

Los sistemas de control del motor juegan un papel importante en el logro de los límites de emisiones legislados y al mismo tiempo proporcionan una buena experiencia de conducción para el conductor. Esto se logra en un hardware de controlador robusto dedicado que tiene varios nombres: Sistema de gestión del motor (EMS¹⁷), Unidad de control del motor (ECU¹⁸) o Módulo de control del tren motriz (PCM¹⁹). (Eriksson & Nielsen, Automotive : Modeling and Control of Engines and Drivelines, 2014)

Los MVEM se han utilizado con éxito en varios aspectos del control del motor, la gestión del motor y la supervisión del motor. Estos modelos de valor medio generalmente se basan en ecuaciones diferenciales ordinarias no lineales, a diferencia de los modelos de onda que usan ecuaciones diferenciales parciales que se usan para un modelado más detallado (y computacionalmente costoso). Los modelos de valor medio son favorables para el diseño de sistemas de control y supervisión.

¹⁷ Siglas en inglés para Engine Management System.

¹⁸ Siglas en inglés para Engine Control Unit.

¹⁹ Siglas en inglés para Powertrain Control Module.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

En las próximas secciones se muestra el desarrollo de un MVEM usando la metodología del modelado basado en componentes, el diseño de un controlador y su implementación.

5.2 Modelado basado en componentes

La metodología de modelado basado en componentes es la metodología más usada para hacer modelos de motor orientado al control (Eriksson, et al., 2002). La metodología de modelado general aplicada aquí es dividir el sistema en componentes y luego definir límites e interacciones con la ayuda de la física y la termodinámica.

5.2.1 Filtro de aire

Los filtros de aire suelen modelarse como restricciones de flujo incompresibles, pero por falta de información técnica realista del componente (no contamos con información geométrica del mismo actualmente) ese método no puede ser utilizado. Como nuestro mayor interés de este componente es conocer la presión saliente del mismo, podemos usar la siguiente ecuación:

$$P1 = P_{amb} - \Delta AF \quad (28)$$

Donde:

- $P1$ es la presión de salida del filtro de aire en bares.
- ΔAF es la caída de presión en bares
- P_{amb} es la presión ambiental en bares.

Por conveniencia para el modelo, en el subsistema de Simulink correspondiente al filtro de aire, en este se añadirá las ecuaciones para el flujo masico de aire.

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{F_r \cdot \left(\frac{1}{AFR_s}\right)} \quad (29)$$

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{u_{delta} \cdot nr \cdot cyl_n \cdot n \cdot 60}{1e^6} \quad (30)$$

Donde:

- \dot{m}_{air} es el flujo masico de aire entrando al motor, en kilogramos por segundo.
- F_r es el dosado relativo.
- AFR_s es el Air-Fuel-Ratio estequiométrico.
- \dot{m}_{fuel} es el flujo masico de combustible entrando al motor, en kilogramos por segundo.
- u_{delta} es la masa de combustible por ciclo que entra al motor, en miligramos por ciclo.
- nr es el numero de ciclos por revolución.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

- *cyln* es el numero de cilindros del motor.
- *n* es el régimen de giro, en revoluciones por minuto.

En la ilustración 21 se muestra el contenido del subsistema del filtro de aire en Simulink. Se reitera que, aunque en la realidad este proceso no pase en este componente por conveniencia para el modelo se insertara aquí, ya que no altera los resultados que se persiguen.

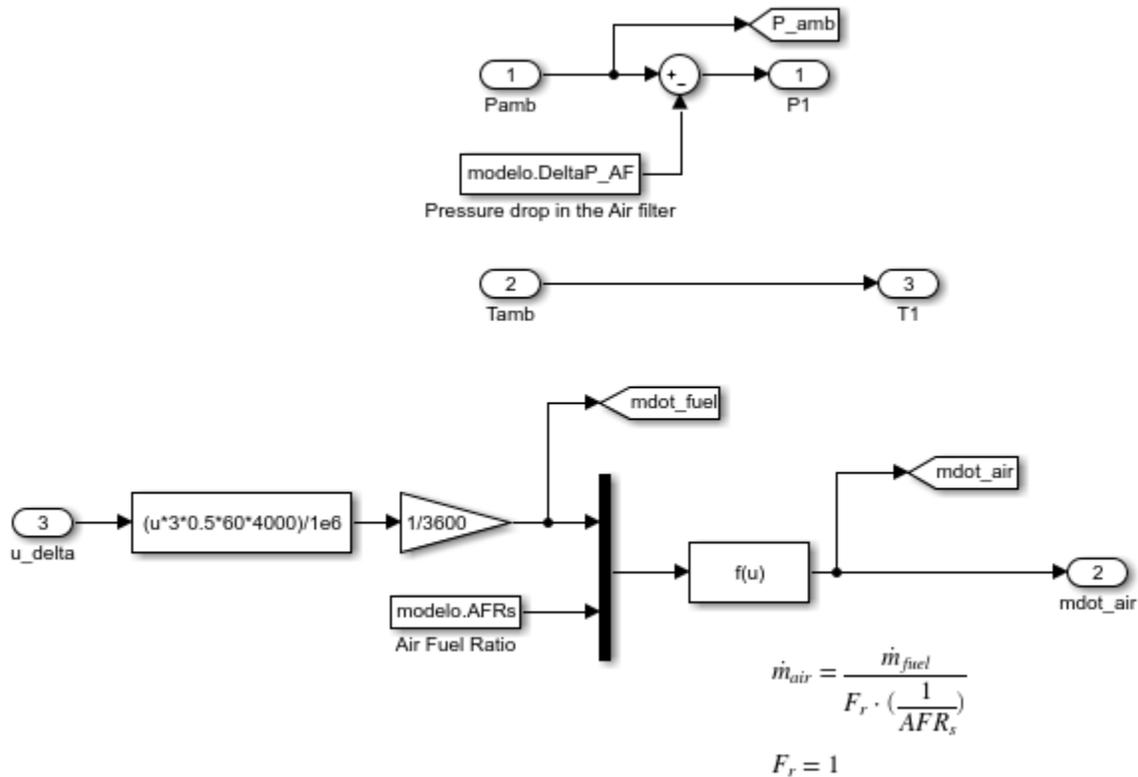


Ilustración 31 Esquema de Simulink del contenido del subsistema del filtro de aire. Fuente: Elaboración propia.

5.2.2 Compresor y turbina

Las ecuaciones para los componentes del compresor y la turbina no serán expuestas y explicadas en esta sección ya que se utilizó el mismo modelo encontrado en los trabajos previos²⁰. Las ecuaciones utilizadas fueron las ecuaciones de un proceso isentrópico, las cuales serán añadidas al Anexo 3.

En la ilustración 32 se muestra el diagrama de bloque de los componentes implementado en Simulink.

²⁰ Ver sección de trabajos previos

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

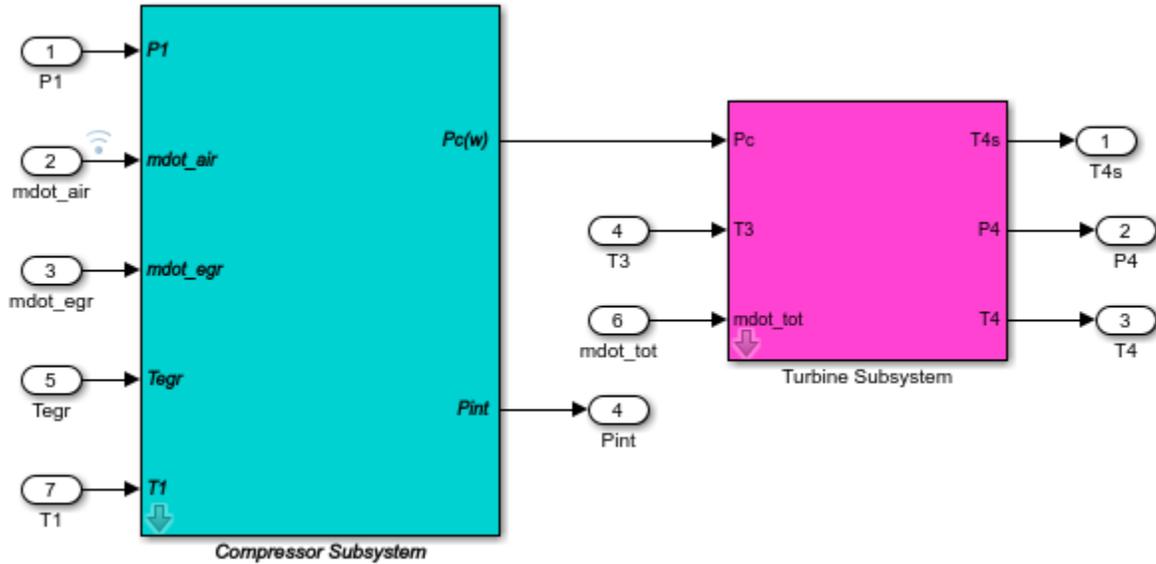


Ilustración 32 Diagrama de bloques de Simulink de los componentes compresor y turbina. Fuente: Elaboración propia.

5.2.3 Sistema de admisión

El modelo utilizado para el sistema de admisión es el modelo isotérmico. Este modelo parte de asumir que no existe un cambio de temperatura en el proceso de admisión. Por lo tanto, se tiene que:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R \cdot T_{im}}{V_{im}} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \quad (31)$$

Donde \dot{m}_{in} representa los flujos masicos a la entrada del motor y \dot{m}_{out} los flujos masicos entrando al cilindro, lo que hace que la ecuación número 31 se pueda expresar como:

$$\frac{dp_{im}}{dt} = \frac{R \cdot T_{im}}{V_{im}} (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{egr} - \dot{m}_{ac}) \quad (32)$$

$$\dot{m}_{ac} = \frac{V_t \cdot n \cdot \eta_{vol} \cdot p_{im}}{nr \cdot R \cdot T_{im}} \quad (33)$$

Donde:

- T_{im} es la temperatura de entrada al motor, en Kelvin.
- \dot{m}_{ac} es el flujo masico entrando al cilindro, en kilogramos por segundo.
- η_{vol} es la eficiencia volumétrica.
- R es la constante de los gases ideales.
- p_{im} es la presión en la admisión, en pascales.

En la ilustración 33 se muestra el interior del subsistema de la admisión.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

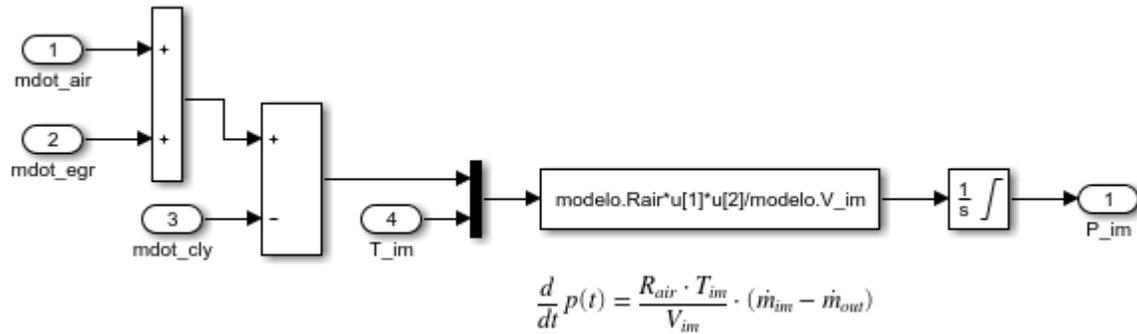


Ilustración 33 Esquema de Simulink del subsistema de admisión. Fuente: Elaboración propia.

5.2.4 Modelo temperatura de salida

Varios parámetros de funcionamiento afectan esta temperatura, como el tiempo de encendido, la velocidad y la carga. Este es un sistema complejo y difícil de modelar, ya que depende de muchos parámetros y la situación de medición también es difícil debido a transferencia de calor y condiciones de flujo altamente variables. En (Eriksson & Nielsen, Automotive : Modeling and Control of Engines and Drivelines, 2014) se muestra un modelo simple, pero confiable, para motores de encendido provocado que están trabajando en la región de MBT²¹ con lambda igual a 1. El modelo se muestra en la ecuación 34.

$$T_3(\dot{m}) = T_{cyl,0} + \dot{m} \cdot K_t \quad (34)$$

Donde:

- T_3 es la temperatura de salida, en Kelvin.
- $T_{cyl,0}$ es la temperatura del cilindro cuando el flujo es casi cero, en Kelvin.
- \dot{m} es el flujo total de fluidos en el cilindro, en kilogramos por segundo.
- K_t es una constante determina mediante ajuste lineal.

El interior del subsistema para la temperatura de salida se muestra en la ilustración 34.

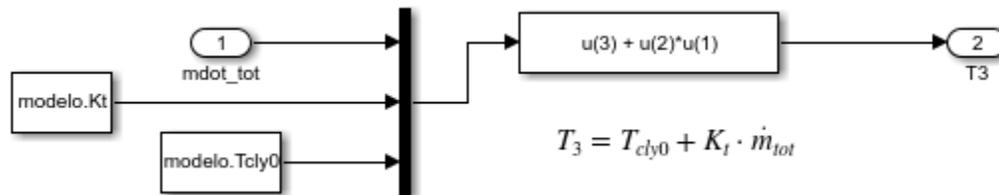


Ilustración 34 Esquema de Simulink para el subsistema de la temperatura de salida. Fuente: Elaboración propia.

²¹ Siglas en inglés para Maximum Brake Torque

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

5.2.5 Actuador de EGR

La dinámica de la válvula de EGR se puede modelar como un sistema de primer orden, usando la expresión:

$$\alpha = \frac{1}{\tau_{\alpha}s + 1} \alpha_{ref} \quad (35)$$

Para agregar la dinámica del actuador, teniendo en cuenta que hasta ahora se ha calculado en EGR en base a porcentaje deseado, es necesario una interpolación lineal para determinar la equivalencia del ángulo del actuador a porcentaje deseado. La interpolación lineal se muestra en la ecuación 36.

$$\%EGR = \frac{(\alpha - \alpha_1)}{(\alpha_2 - \alpha_1)} (\%EGR_2 - \%EGR_1) + \%EGR_1 \quad (36)$$

Donde:

- $\%EGR$ es el porcentaje de EGR deseado.
- $\%EGR_1$ y $\%EGR_2$ son los límites inferior y superior respectivamente de porcentaje de EGR.
- α es el ángulo actual del actuador.
- α_1 y α_2 son los límites inferior y superior respectivamente de los ángulos que puede tomar el actuador.

De acuerdo con (Guzzella & Onder, 2010) los actuadores de EGR promedio tienen un rango de 6 a 75 grados de acción.

En la ilustración 35 se muestra el esquema interno del subsistema de EGR.

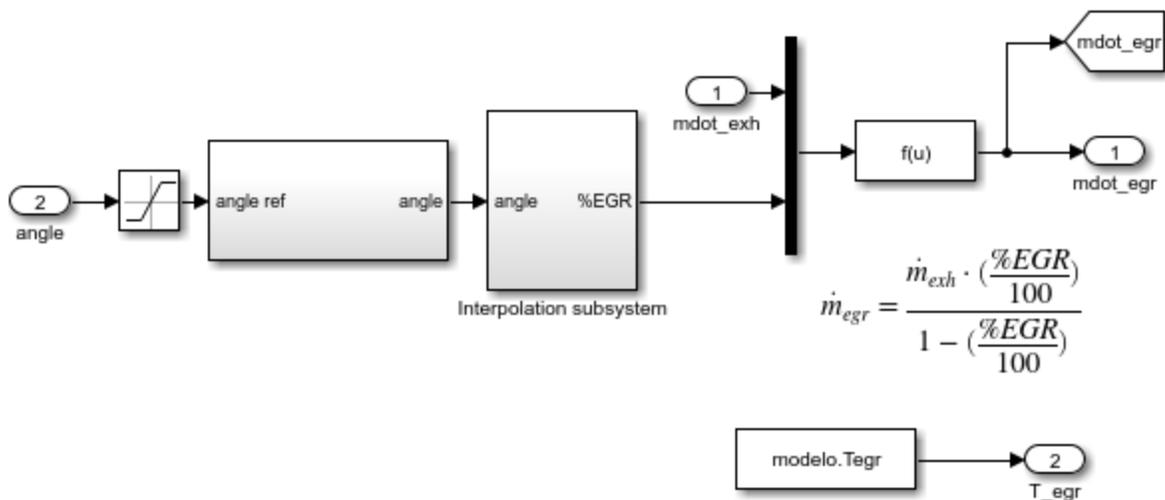


Ilustración 35 Esquema de Simulink del subsistema del actuador de EGR. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

5.2.6 Modelo de par motor

El par producido por el motor, M_e , se modela utilizando tres componentes para la producción y el consumo de trabajo: trabajo indicado por ciclo, $W_{i,g}$, trabajo de bombeo, $W_{i,p}$, y trabajo de fricción consumido por los componentes del motor, así como algunos dispositivos auxiliares, W_{fr} . El modelo de par motor se expresa utilizando los tres modelos diferentes para la producción y consumo de trabajo de la siguiente manera:

$$M_e = \frac{W_{i,g} - W_{i,p} - W_{fr}}{4\pi} \quad (37)$$

Los tres componentes serán discutidos en las subsecciones siguientes.

5.2.6.1 Trabajo indicado

El trabajo indicado se puede modelar en función de la masa de combustible, el poder calorífico inferior del combustible, y la eficiencia indicada:

$$W_{i,g} = m_f PCI \eta_{ig} \quad (38)$$

$$\eta_{ig} = \left(1 - \frac{1}{r_c^{(\gamma-1)}}\right) \cdot \eta_{ign}(\theta_{ign}) \cdot \eta_{ig,ch} \quad (39)$$

Donde:

- r_c es la relación de compresión.
- $\eta_{ign}(\theta_{ign})$ es la eficiencia de la ignición, la cual en un motor de encendido provocado depende del avance de encendido.
- $\eta_{ig,ch}$ es la eficiencia de la cámara de combustión.
- η_{ig} es la eficiencia indicada.

Según (Eriksson & Nielsen, Automotive : Modeling and Control of Engines and Drivelines, 2014), los valores para $\eta_{ig,ch} \in [0.70, 0.8]$ y $\eta_{ign}(\theta_{ign})$ puede ser determinado mediante el modelo siguiente:

$$\eta_{ign}(\theta_{ign}) = 1 - C_i \cdot \left(\frac{\theta_{ign} - \theta_{ign,opt}}{100}\right)^2 \quad (40)$$

Donde:

- C_i es un coeficiente polinomial. Su valor aproximado es de 4.3160.
- $\theta_{ign,opt}$ es el avance de encendido optimo del motor.

5.2.6.2 Trabajo por bombeo

El trabajo por bombeo puede ser modelado como una función de las presiones de entrada y salida del motor como se muestra en la próxima expresión:

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

$$W_{i,p} = V_t \cdot (p_{em} - p_{im}) \quad (41)$$

Donde:

- p_{em} es la presión de salida del motor.
- p_{im} es la presión de entrada al motor.

5.2.6.3 Trabajo por fricción

En (Heywood, 1988) se muestra un modelo para la presión media efectiva de fricción, que aunque es antiguo, sigue siendo fiable como se muestra su utilización en (Eriksson, et al., 2002). El modelo se muestra en la expresión siguiente:

$$FMEP = C_{fr,0} + C_{fr,1} \cdot \frac{60 \cdot n}{1000} + C_{fr,2} \cdot \frac{60 \cdot n^2}{1000} \quad (42)$$

Donde $C_{fr,0} = 0.95 \cdot 10^5$, $C_{fr,1} = 0.15 \cdot 10^5$, $C_{fr,2} = 0.05 \cdot 10^5$. Por lo tanto, el trabajo por fricción es igual a:

$$W_{fr} = FMEP \cdot V_t \quad (43)$$

En la ilustración 36 se muestra el subsistema del modelo del par motor.

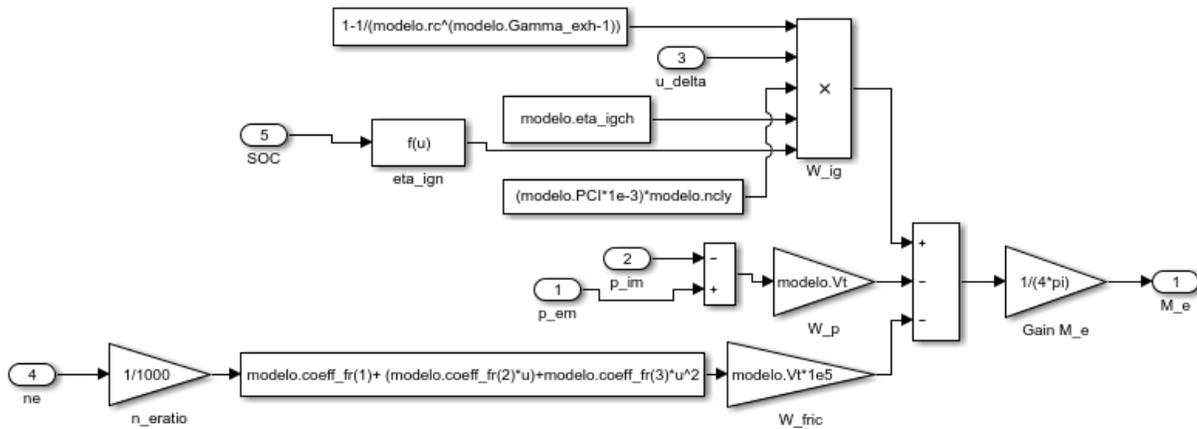


Ilustración 36 Esquema de Simulink de subsistema del par motor. Fuente: Elaboración propia.

5.2.7 Modelo de velocidad

La dinámica de giro del eje del motor se puede expresar mediante la ecuación:

$$J_e \frac{dw_e}{dt} = M_e - M_l - b \cdot w_e \quad (44)$$

Lo cual expresado en el dominio de Laplace quedaría como:

$$w_e = \frac{1}{J_e s + b} (M_e - M_l) \quad (45)$$

Donde:

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

- w_e es la velocidad angular del eje en radianes por segundo.
- J_e^{22} es la inercia del motor.
- b es el coeficiente de fricción viscosa.

5.2.8 Otro modelo de velocidad

Un modelo expuesto en (Pettersson & Forsell, 2018) es usado. El modelo establece que, utilizando la masa de combustible por ciclo como entrada y la velocidad de giro como salida, la velocidad puede ser modelada como un sistema de primer orden con retraso. El modelo es expresado como:

$$G(s) = \frac{K}{\tau s + 1} e^{-Ls} \quad (46)$$

Donde:

- K es una ganancia.
- τ es la constante de tiempo.
- L es el retardo.

Este modelo, aunque popular y altamente usado, en nuestro caso no nos conviene utilizarlo debido que se pierde mucha información importante que es de nuestro interés, como por ejemplo el torque generado por la combustión.

5.2.9 Resultados

En la ilustración 37 se muestra una comparación de los resultados anteriormente obtenidos mediante Siculo y Matlab y los resultados del MVEM implementado en Simulink. Cabe mencionar que el MVEM nos da una dinámica completa del sistema en función del tiempo, mientras que usando Siculo y Matlab nos da solo el valor del sistema en régimen permanente, por lo que para compararlos del MVEM solo se tomaron los valores del régimen permanente. También se debe mencionar que el modelo utilizando Siculo es más preciso debido a que realiza ciclos tomando en cuenta muchos parámetros físicos que en el MVEM no se toman en cuenta por motivos de simplificación.

Aunque a simple vista los resultados de la comparativas parecen ser muy diferentes uno de los otros, el error en todos los puntos es menor al 3%. En la ilustración 38 se muestra el error en cada punto.

²² Para un motor de 50kW su valor es de 0.1 a 0.2 (Guzzella & Onder, 2010).

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

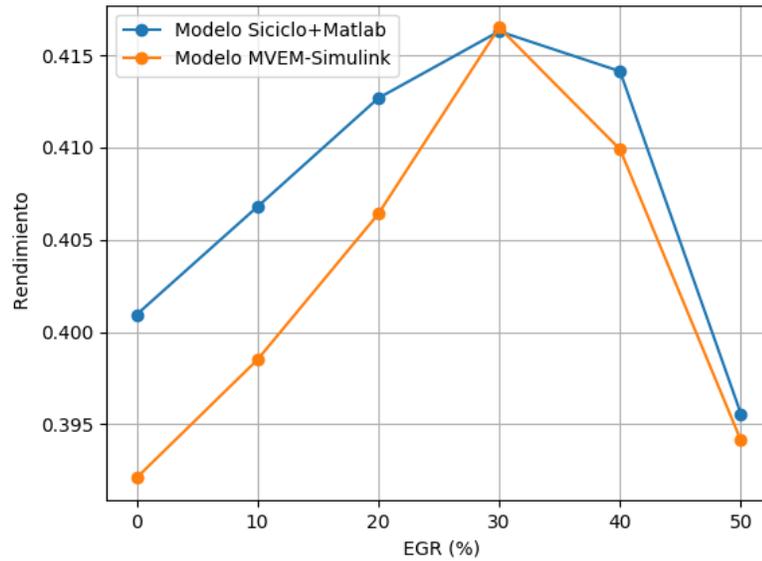


Ilustración 37 Comparación de resultados modelo Siculo y Matlab y los resultados del MVEM. Fuente: Elaboración propia.

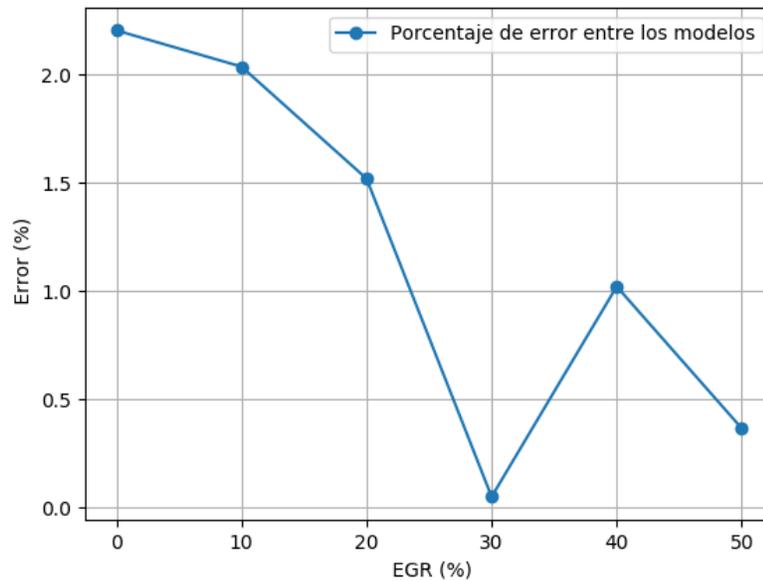


Ilustración 38 Error entre los modelos evaluado en el mismo punto de dilución de EGR. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

5.2.9.1 Resultado antes perturbaciones

Para ver el comportamiento del modelo sin control aplicado, se realiza una simulación de 20 segundos y se aplican cargas progresivamente en diferentes tiempos. En la tabla 17 se muestra los tiempos y el valor de la carga.

Tiempo	Valor de la carga
5 (s)	20 Nm
9 (s)	40 Nm
15 (s)	0 Nm

Tabla 17 Tiempos cuando ocurren las perturbaciones.

En las ilustraciones 39, 40 y 41 se muestran las respuestas ante perturbaciones de la velocidad, del par y del rendimiento respectivamente.

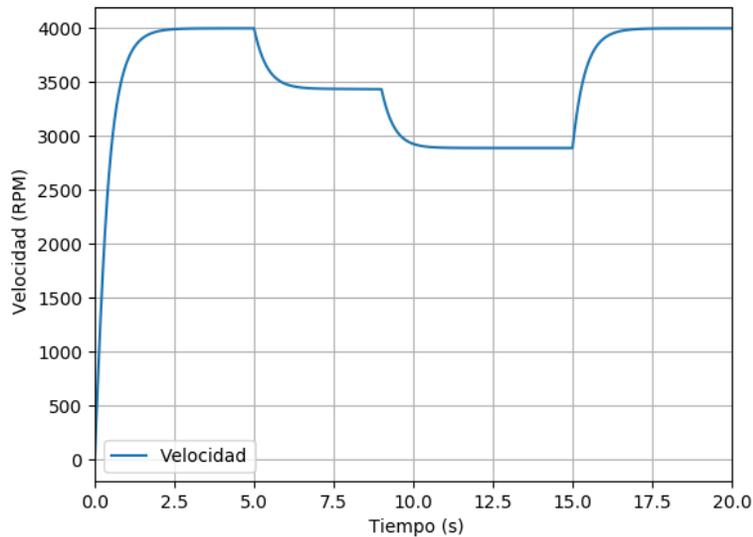


Ilustración 39 Respuesta velocidad ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

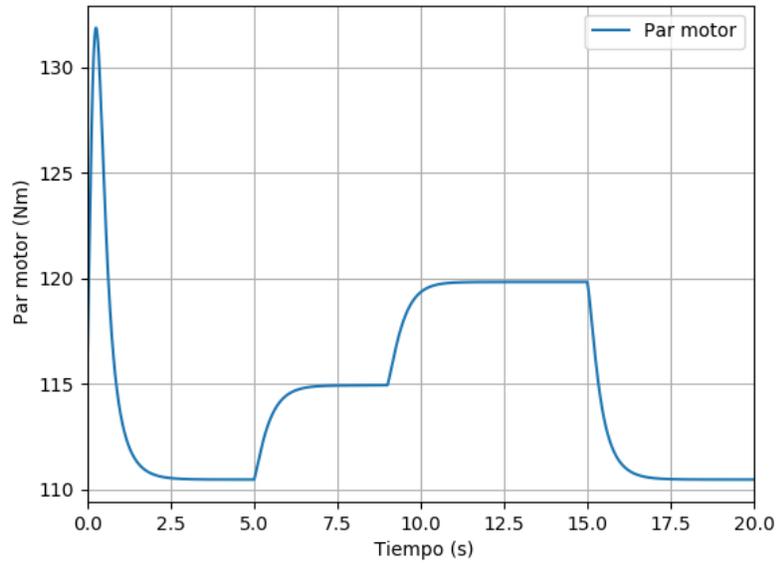


Ilustración 40 Respuesta par ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

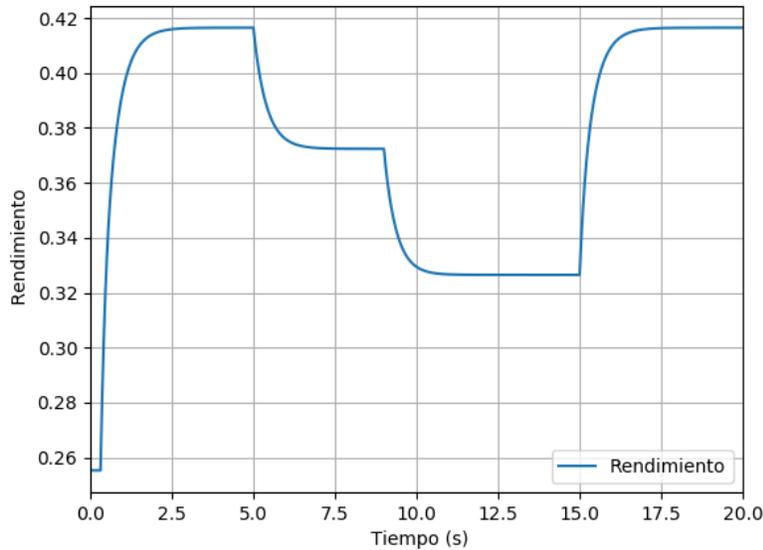


Ilustración 41 Respuesta rendimiento ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

5.3 Diseño del controlador

5.3.1 Objetivos del controlador

El objetivo principal del controlador es mantener la velocidad de giro ante perturbaciones externas. En este caso la perturbación externa será el par de la carga, M_l , que de acuerdo con (Alt, Blath, Svaricek, & Schultalbers, 2009) viene provocada mayormente por

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

accesorios como el aire acondicionado, manejo asistido, etc. Para lograr este objetivo se utilizará el sistema de inyección de combustible como actuador. Variando la masa de combustible inyectada por ciclo, también se está variando la masa de aire entrante²³ y a su vez se tiene más energía disponible dentro del motor lo que da como resultado mayor potencia y par para compensar el par de la carga. En la ilustración 42 se muestra un esquema de cómo se implementa el controlador.

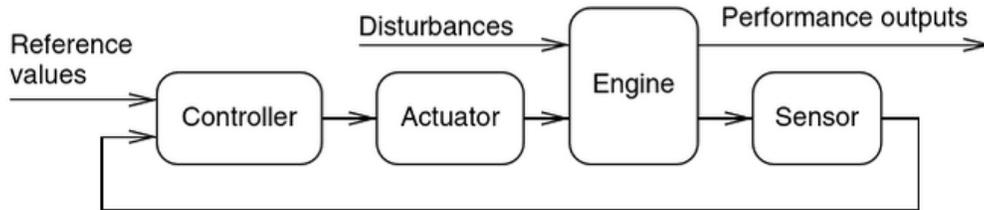


Ilustración 42 Esquema de implementación de controlador. Fuente: (Eriksson & Nielsen, Automotive : Modeling and Control of Engines and Drivelines, 2014).

5.3.2 Ecuación del controlador

El controlador por utilizar es un controlador PID. La ecuación de este controlador es la suma de las acciones proporcional, integral y derivativa. Por lo tanto, la ecuación del controlador se puede expresar como:

$$PID = K_p(n_{ref} - n) + K_i \int (n_{ref} - n) + K_d \frac{d}{dt}(n_{ref} - n) \quad (47)$$

Donde:

- K_p, K_i y K_d son la ganancia proporcional, integral y derivativa respectivamente.
- n_{ref} y n son la velocidad de referencia y la velocidad actual respectivamente.

Para determinar el valor de las ganancias se utilizó la función de “Auto-tuning PID controller” de Matlab. En la tabla 18 se muestra los valores arrojados por la aplicación para las ganancias.

Kp	Ki	Kd
5.34413	20.46172	0.11576

Tabla 18 Valores de las ganancias del controlador obtenidas mediante la aplicación Auto-Tuning PID controller de Matlab.

5.4 Implementación del controlador

La implementación consta en añadir en bucle cerrado el bloque del controlador y una ganancia que relaciona la salida de velocidad con el combustible inyectado. En la

²³ El motor está trabajando a dosado igual a 1.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

ilustración 43 se muestra la implementación del sistema en Simulink. Esta implementación será puesta en el Anexo 2 a mayor tamaño.

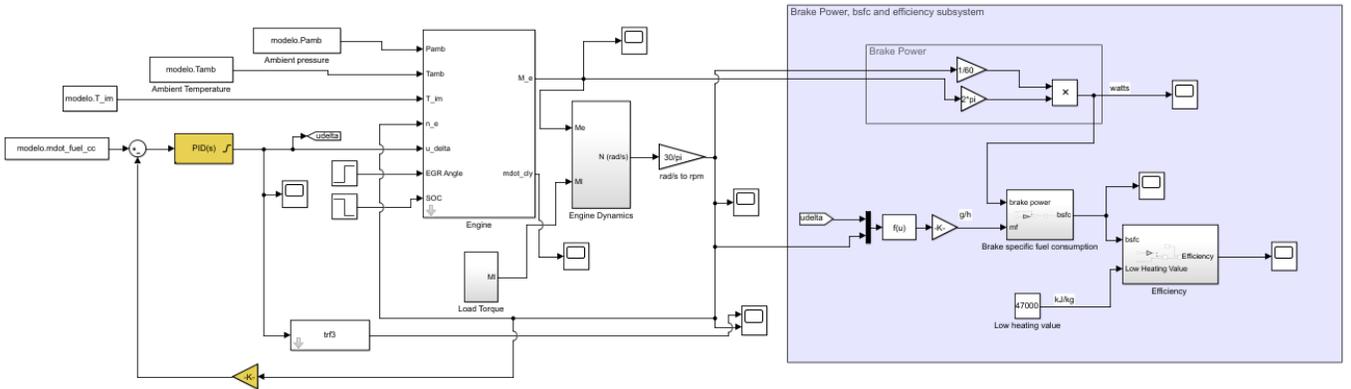


Ilustración 43 Esquema de la implementación del controlador en Simulink. Resaltado el controlador y la ganancia de bucle cerrado. Fuente: Elaboración propia.

5.4.1 Respuesta ante perturbaciones

Para ver el comportamiento del modelo con control aplicado se realizó una simulación de 20 segundos de duración y se aplicaron cargas conforme a la tabla 17. En las ilustraciones 44, 45, 46 y 47 se muestra la respuesta ante perturbación de la velocidad, del par, del rendimiento y la acción de control.

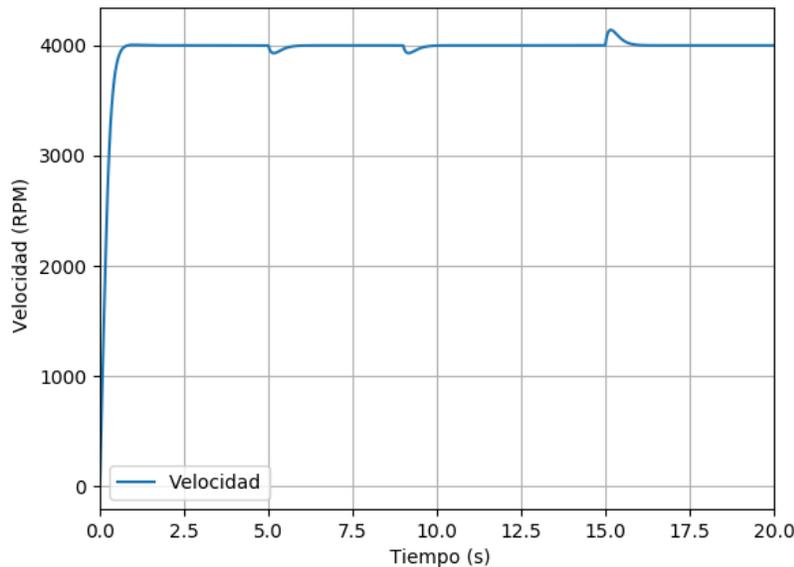


Ilustración 44 Respuesta velocidad con control aplicado ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

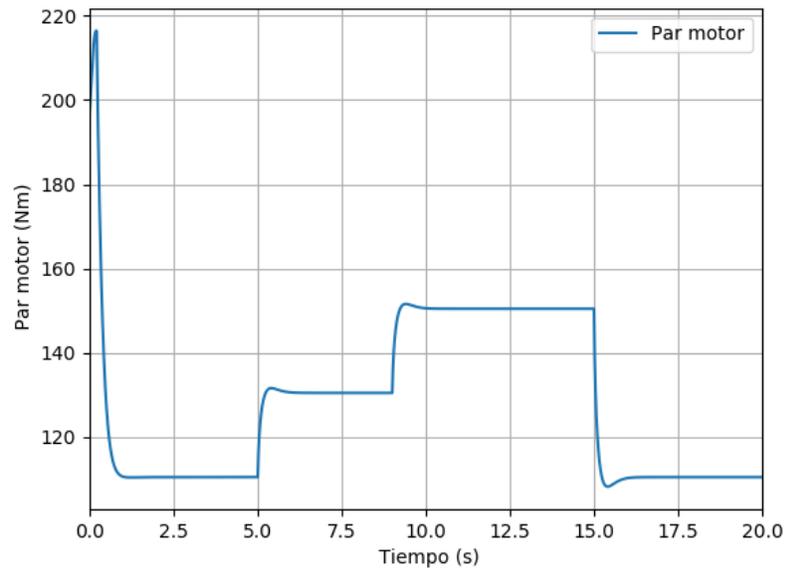


Ilustración 45 Respuesta par con control aplicado ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

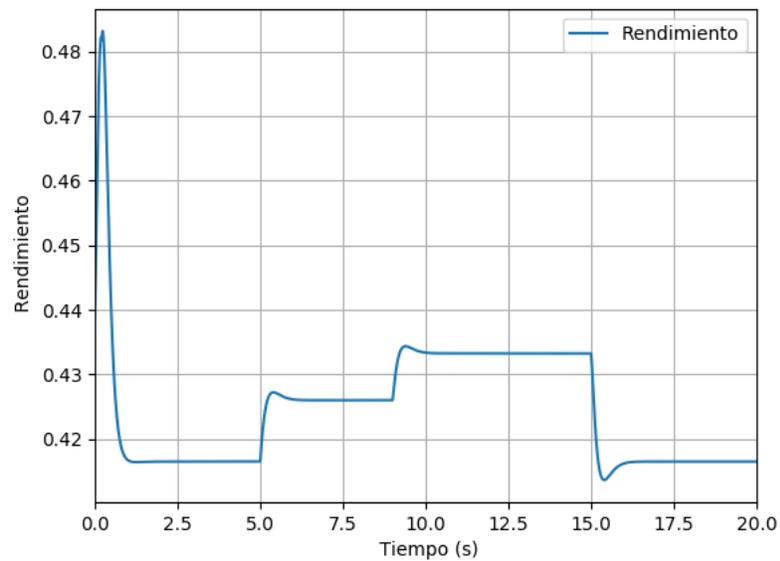


Ilustración 46 Respuesta del rendimiento con control aplicado ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

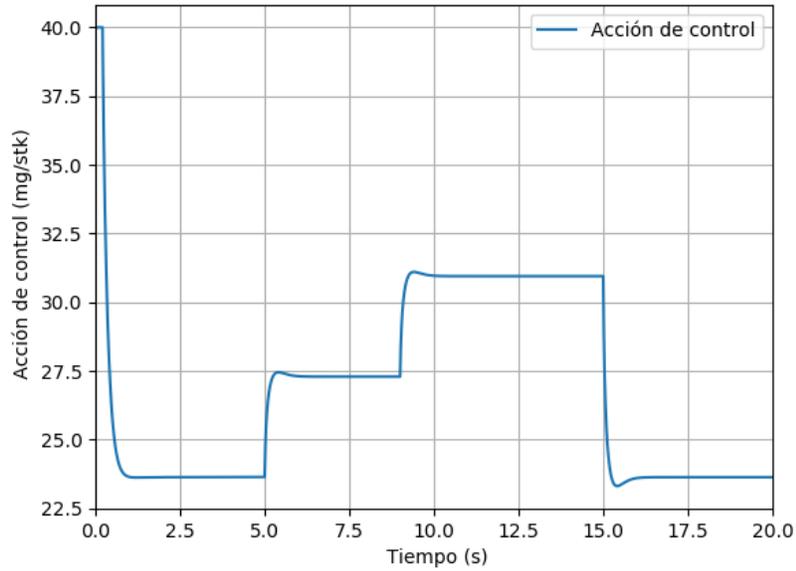


Ilustración 47 Respuesta de la acción de control ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

De manera comparativa y más ilustrativa en las ilustraciones 48, 49 y 50 se muestran las respuestas superpuestas del sistema sin y con control de la velocidad, par y rendimiento respectivamente.

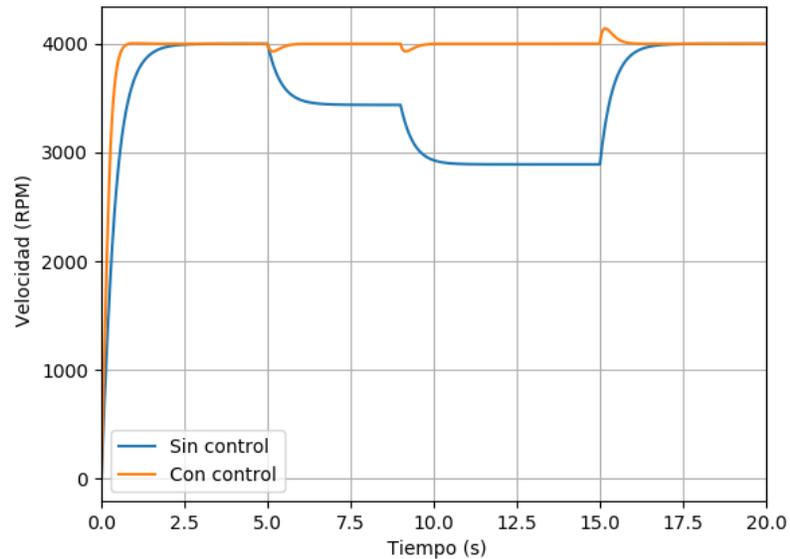


Ilustración 48 Comparación respuesta de velocidad ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

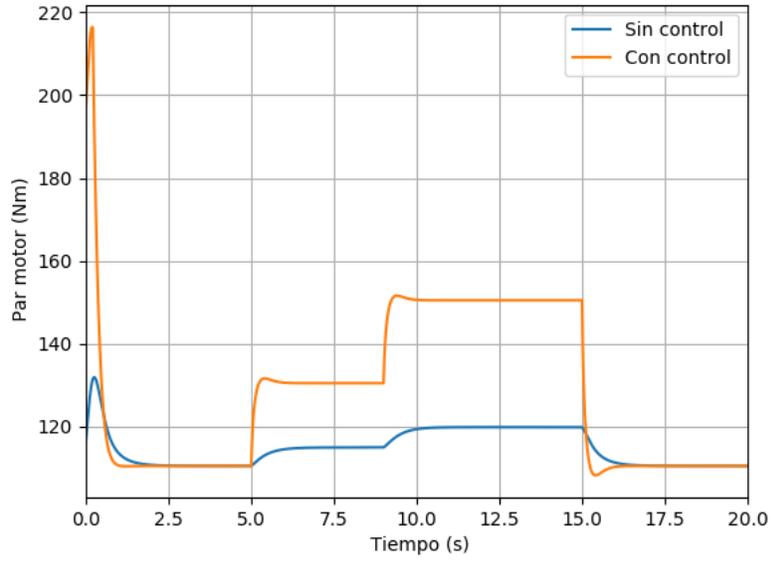


Ilustración 49 Comparación respuesta de par ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

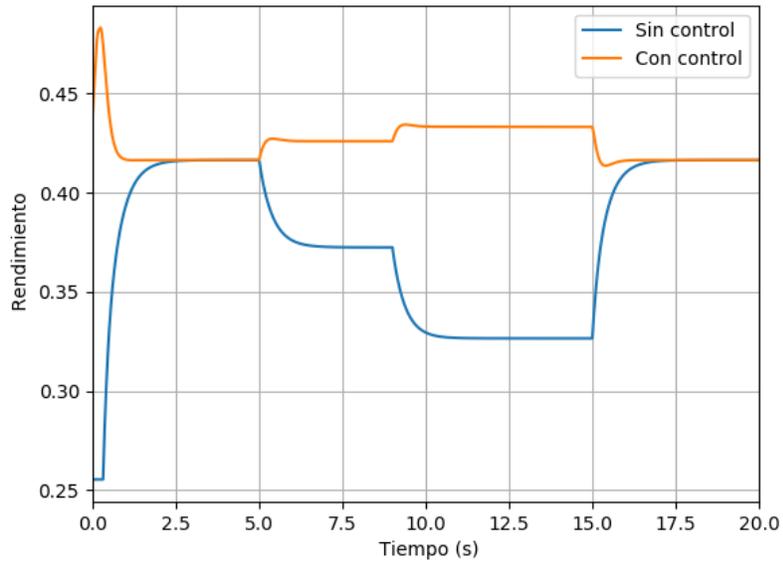


Ilustración 50 Comparación respuesta del rendimiento ante perturbaciones. Fuente: Elaboración propia.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

6 CONCLUSIONES

Tras realizar el trabajo el académico se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Se realizó un modelo termodinámico y un modelo orientado al control. Entre ambos modelos existe un error menor al 3%. Los modelos fueron ambos simples, pero demostraron ser lo suficientemente fiables en materia de respuesta antes diferentes escenarios, como lo fue mostrado en el apartado 4.4, donde los modelos mostraban respuestas típicas de motores de combustión interna frente a condiciones adiabáticas y diluciones puramente con aire.
- Aunque no se pudieron alcanzar las metas fijadas por el grupo *Renault-Francia Automóviles*, los resultados obtenidos se pueden considerar satisfactorios, un 41.62% de rendimiento y 46.25 kW de potencia obtenida, con respecto al 45% de rendimiento y 50 kW de potencia fijada como objetivo.
- A lo largo del proyecto el punto óptimo de porcentaje de dilución de EGR fue variando, aunque siempre su valor oscilaba en el rango de 30 a 50 por ciento. Al final, se determinó que el porcentaje de dilución de EGR óptimo es 30%.
- El modelo presenta un mejor rendimiento ante diluciones puramente con aire que a diluciones con EGR, no obstante, es un compromiso a tomar elegir esta dilución, debido a que con diluciones puramente con aire aumenta la presión máxima y se estima que se tendrá mayor impacto ambiental.
- Se desarrolló un controlador PID y fue implementado en Simulink. El controlador responde perfectamente ante perturbaciones. El controlador usa como actuador el sistema de inyección de combustible.

A manera de cierre se puede comentar que, en vista de las conclusiones obtenidas, todos los objetivos específicos fueron cumplidos satisfactoriamente.

7 PRESUPUESTO

En este capítulo se procede a presupuestar el proyecto realizado. El presupuesto del proyecto puede dividirse en:

- Coste por recurso humano.
- Coste por equipos y software.

Con esto dicho, se pasa a desglosar el presupuesto.

7.1 Coste por recurso humano

El coste por recurso humano es el coste que se genera por cada individuo o colaborador involucrado en el proyecto. Este proyecto por estar en fase inicial no consta con un número alto de colaboradores o personas involucradas. Las personas involucradas en el proyecto son:

- 1 ingeniero junior.
- 2 ingenieros Senior.

Las labores del puesto son:

- Ingeniero junior: Es el encargado de realizar el proyecto expuesto en este documento. Su objetivo principal es cumplir con los objetivos del proyecto y desarrollar las soluciones para alcanzarlo.
- Ingeniero Senior: Se encarga de supervisar las tareas realizadas por el ingeniero junior, así como guiarlo en el camino para las soluciones de problemas en caso de ser necesario. Como el proyecto esta dividido en una parte termodinámica y una parte de teoría de control, hay un ingeniero senior para cada parte.

En la tabla 19 se muestra el costo unitario de cada puesto. En la tabla 20 se muestra el costo total generado por el recurso humano.

Descripción	Costo unitario	Unidad
Ingeniero Junior	25	[€/h]
Ingeniero Senior	35	[€/h]

Tabla 19 Costo unitario de cada puesto.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Descripción	Costo unitario	Cantidad (horas)	Costo total
Ingeniero Junior	25 [€ /h]	440	11,000.
Ingeniero Senior 1	35 [€ /h]	300	10,500.
Ingeniero Senior 2	35 [€ /h]	140	4,900.
<i>Total</i>			<i>26,400 €</i>

Tabla 20 Costo total generado por el recurso humano.

Conste que los precios totales no tienen Incluido el IVA, lo cual se añadirá al total final.

7.2 Coste por equipo y software

Los costes por equipo y software se representan como amortizaciones. Los equipos y software utilizados fueron:

- Dell Inspirion 17 5749: Ordenador donde se realizaron las pruebas y simulaciones.
- Licencia estándar de Matlab: Matlab es un software privado, para utilizarlo se necesita la compra de una licencia. Matlab es el software base para la realización del proyecto.
- Licencia Office 365: Al igual que Matlab, Office 365 es un software privado y se necesita una licencia. Office 365 fue utilizado mayormente por el programa de su suite Excel. Excel es un estándar global en materia de hojas de cálculo.
- Software Siculo: Siculo es un software producido por el *CMT-Motores Térmicos*, por lo tanto, no representa un coste para el proyecto.

En la tabla 21 se muestra la amortización por equipo y software. En la tabla 22 se muestra el coste total que representa los equipos y software.

Descripción	Coste [€]	Periodo de amortización [años]	Amortización anual [€/año]	Amortización mensual [€/mes]
Dell Inspirion 17 5749	600	5	120	10
Licencia Matlab	2000	1	2000	166.67
Office 365	105.6	1	105.6	8.80

Tabla 21 Coste total que representa los equipos y software.

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

Descripción	Costo unitario	Cantidad (meses)	Costo total
Dell Inspirion 17 5749	10 [€ /mes]	5.5	55.
Licencia Matlab Office 365	166.67 [€ /mes] 8.80 [€ /mes]	5.5 5.5	916.685. 48.4.
<i>Total</i>			<i>1,020.085 €</i>

Tabla 22 Coste total que representa los equipos y software.

7.3 Coste total del proyecto

En la tabla 23 se muestra se muestra el coste total del proyecto.

Descripción	Costo unitario	Cantidad (ud)	Costo total
Coste por recurso humano	26,400 [€]	1	26,400.
Coste por equipo y software	1,020.085 [€]	1	1,020.085.
Subtotal	[-]	[-]	27,420.085.
Gastos generales (12%)	[-]	[-]	3,290.410
Beneficio industrial (5%)	[-]	[-]	1,371.004
IVA (21%)	[-]	[-]	5,758.217.
<i>Total</i>			<i>37,839.716 €</i>

Tabla 23 Coste total del proyecto.

Por lo tanto, el coste total del proyecto es TREINTA Y SIETE MIL OCHOCIENTOS TREINTA Y NUEVE EUROS CON SETENTA Y UN CENTIMOS.

8 BIBLIOGRAFÍA

1. Alt, B., Blath, J. P., Svaricek, F., & Schultalbers, M. (2009). Control of Idle Engine Speed and Torque Reservewith Higher Order Sliding Modes. *18th IEEE International Conference on Control Applications*. doi:978-1-4244-4602-5/09
2. Earth, B. (2017). Obtenido de <http://berkeleyearth.org/global-temperatures-2017/>
3. Eriksson, L., & Nielsen, L. (2014). *Automotive : Modeling and Control of Engines and Drivelines*. Linköping, Suecia: John Wiley & Sons, Incorporated.
4. Eriksson, L., Nielsen, L., Brugard, J., Bergstrom, J., Pettersson, F., & Andersson, P. (2002). MODELING OF A TURBOCHARGED SI ENGINE. *Annual Reviews in Control* 26 (2002). doi:1367-5788/02
5. Ferguson, C. R., & Kirkpatrick, A. T. (2016). *Internal Combustion Engine Aplied Thermosciences*. Colorado, Estados Unidos: John Wiley & Sons Ltd.
6. Guzzella, L., & Onder, C. H. (2010). *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Zürich, Suiza: Springer-Verlag Berling Heidelberg. doi:10.1007/978-3-642-10775-7
7. Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc.
8. Ogata, K. (2010). *Modern Control Engineering* (5th ed.). Pearson Education,Inc.
9. Pettersson, M., & Forsell, U. (2018). Comparison of PID Tunings for Diesel Engine Control. *Reglermöte 2018*. Estocolmo.
10. Poveda Ruiz, S. (2018). *MODELADO 0D DEL CICLO Y DEL BUCLE DE AIRE EN UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO DE 3 CILINDROS Y 1 LITRO PARA LA OPTIMIZACIÓN DE SU RENDIMIENTO* . Valencia.
11. Wang, Y., Tan, L., Shu, G., Zhu, T., & Wei, H. (2012). Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review. *Applied Energy*, 99, 534-544. Obtenido de <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.05.011>

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

9 PLIEGO DE CONDICIONES

9.1 Objeto del contrato

Colaborar en un proyecto cooperativo de *CMT-Motores térmicos y Renault-Francia Automóviles S.A.* El proyecto consiste diseñar un MCIA (Motor de Combustión Interna Alternativo) prototipo para un Range Extender (es decir, un MCIA que irá conectado a un generador eléctrico que sirve para extender la autonomía de un vehículo eléctrico).

9.2 Especificaciones técnicas

Para el desarrollo del proyecto se requiere que el colaborador posea:

- Un grado en ingeniería o equivalente.
- Conocimientos de termodinámica y motores de combustión interna.
- Conocimientos de programación en Matlab.
- Conocimientos de implementación en diagrama de bloques en Simulink.
- Disponibilidad para aprender a utilizar el software Siciclo.

9.3 Metodología de trabajo

El colaborador debe recibir un plan de trabajo el cual debe ser revisado y aprobado por el *CMT-Motores Térmicos*. El colaborador deberá acoplarse al plan de trabajo para la ejecución del proyecto y ser revisado periódicamente por un representante del organismo del *CMT-Motores Térmicos* para asegurarse que se encuentran trabajando dentro del alcance estipulado.

9.4 Entregables

El colaborador deberá entregar:

- Rutinas (código fuente del proyecto) de Matlab.
- Modelos de Simulink.
- Documentos de Excel con los resultados obtenidos.

Al momento de entregar lo arriba mencionado, el colaborador renuncia a los derechos de autoría. Dándole al *CMT-Motores Térmicos* total potestad para modificarlos cuando considere necesario.

9.5 Duración de contrato

El contrato tendrá una vigencia del 14 de septiembre del 2018 hasta el 16 de marzo del 2019.

9.6 Documentación final

El colaborador deberá entregar una memoria que explique el trabajo realizado en formato de trabajo de fin de máster (TFM).

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

10 ANEXOS

10.1 Anexo 1: Rutinas de Matlab

10.1.1 SiCicloAuto_v07_yeuris_v02.m

```
%% Siculo Automation
%-----
% About the code:
% The code will run Siculo for each case and condition assign in the excel
% file.
%-----
% @Original author : Sergio Poveda.
% @Currently working : Yeuris Adolfo López Jaime.
% @date : December 12, 2018.
% @Project : TJI-Renault France.
% @Workplace : Centro de Motores Termicos, CMT.
% @City : Valencia, Spain.
%-----

%% Input file reading

FileName= 'Woschni_case_28.xlsx'; %Excel file to read
sheet='INPUT'; %Name of the excel page where the data come from

[num, txt, raw]=xlsread(FileName, sheet);

%% Declaration of invariable constants

Plim=1e5; % Limit pressure, bar
% For iterations
zero=1e-6; % For the optimizations
zero2=0.5; % Para la convergencia de la temperatura de escape (¿Funciona?)
dSOC=0.5; % Displacement for SOC optimization

% Engine Specifications
cycperrev=0.5; % Number of cycle per revolution
z=3; % Number of Cylinder
S=0.0813; % Stroke, m
D=0.0722; % Diameter, m
Lb=0.13; % Connecting rod length, m

nvol=0.97; % Engine volumetric performance, subject to change
SOC_ini=-3; % Initial start of combustion

% Fuel specifications, in this case CNG
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```

AFst=16.1; % Air-fuel ratio
PCI=47000; % Low heating value, kJ/kg

% Thermodynamics variables
Rair=287; % Ideal gases constant, J/(kg·K)
Gamma_air=1.4; % Air Adiabatic expansion coefficient, dimensionless
cp_air=Gamma_air/(Gamma_air-1)*Rair; % Air constant pressure specific heat
cv_air=cp_air-Rair; % Air constant volume specific heat
Rexh=Rair; % J/(kg·K). It is preferable not to make Rexh different from Rair
Gamma_exh=1.35; % Exhaust gases Adiabatic expansion coefficient,
dimensionless
cp_exh=Gamma_exh/(Gamma_exh-1)*Rexh; % Exhaust gases constant pressure specific
heat
cv_exh=cp_exh-Rexh; % Exhaust gases constant pressure specific heat

% Reference conditions
YO2atm=0.23; % Oxygen mass fraction
Patm=1; % bar
P0=Patm; % bar
T0=298; % K, 25°C
T2=333.15; % K, 60°C
Tegr=373.15; % K, 100°C. is the temperature of the egr after the egr cooler

% Pérdidas de carga para los cálculos de los input
KAF=6.114917470942547e-07; %Air Filter
KINT=1.458513583325872e-06; %Intercooler
KEL=1.835297092714400e-06; %Exhaust Line

%% Output format creation.

OUTPUT_Gen=cell(1,39); %%Crea un vector con una fila y ese numero de columnas
OUTPUTi=OUTPUT_Gen; % Here, the results for each iteration will be saved
OUTPUT_Gen(1,:)={'mf' 'Fr_obj' 'Fr_sic' 'Pint' 'Tint' 'Pexh' 'Texh' 'SOC' 'RCO' 'Rend' 'Ne' 'mair' 'megr'
'imepHP' 'imepLP' 'imep_neta' 'fmep' 'pme' 'ISFC' 'BSFC' 'Pmax' 'Tmax' 'Tpiston' 'P4-P1' 'P3-P4' 'P1' 'P2'
'P3' 'P4' 'T1' 'T2' 'T20' 'T3' 'T4' 'Pamb' 'Tamb' 'DP_INT' 'DP_EL' 'DP_AF'};
% The units are added:
OUTPUTi(1,:)={'[mg/stk]' '[-]' '[-]' '[bar]' '[K]' '[bar]' '[K]' '[°ATDC]' '[-]' '[-]' 'kW' '[kg/h]' '[kg/h]' '[bar]' 'bar'
'bar' 'bar' '[bar]' '[g/kWh]' '[g/kWh]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[K]'
'[K]' '[K]' '[bar]' '[K]' 'bar' 'bar' 'bar'};
OUTPUT_Gen=[OUTPUT_Gen;OUTPUTi]; %%Junta en una variable los dos vectores. Tenemos entonces
una tabla con los titulos y uds

%%
%---COMIENZO DEL ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE CADA UNO DE LOS CASOS DEL EXCEL ABIERTO---%

```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```

for icase=1:size(num, 1)
    %% Aquí se leen los datos de cada fila del excel.
    % D=num(icase,1); S=num(icase, 2); % En mm

    Vd=(pi/4*D^2*S); %% En m^3
    Vt=z*Vd;

    mfMGSTK=num(icase, 3); % En mg/cc
    n=num(icase, 4); % En rpm
    Fr=num(icase, 5);
    DOC=num(icase, 6);
    RCO=num(icase, 7);
    EGR=num(icase, 8); % En valor porcentual con respecto al total megr/(megr+mair)
    Teff=num(icase, 9);
    Ceff=num(icase, 10);
    TCMechEff=num(icase, 11);
    AAE=num(icase, 12);
    RCA=-180+num(icase, 13); %Se referencia al PMS, para cálculos del IVC

    OUTPUT=cell(1,39);
    OUTPUTi=OUTPUT;
    OUTPUT(1,:)={'mf' 'Fr_obj' 'Fr_sic' 'Pint' 'Tint' 'Pexh' 'Texh' 'SOC' 'RCO' 'Rend' 'Ne' 'mair' 'megr'
'imepHP' 'imepLP' 'imep_neta' 'fmep' 'pme' 'ISFC' 'BSFC' 'Pmax' 'Tmax' 'Tpiston' 'P4-P1' 'P3-P4' 'P1' 'P2'
'P3' 'P4' 'T1' 'T2' 'T20' 'T3' 'T4' 'Pamb' 'Tamb' 'DP_INT' 'DP_EL' 'DP_AF'};
    OUTPUTi(1,:)={'[mg/stk]' '[-]' '[-]' '[bar]' '[K]' '[bar]' '[K]' '[°ATDC]' '[-]' '[-]' 'kW' '[kg/h]' '[kg/h]' '[bar]' 'bar'
'bar' 'bar' '[bar]' '[g/kWh]' '[g/kWh]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[bar]' '[K]' '[K]' '[K]'
'[K]' '[K]' '[bar]' '[K]' 'bar' 'bar' 'bar'};
    OUTPUT=[OUTPUT;OUTPUTi];

    %% Generar carpetas para cada uno de los ensayos del EXCEL

    % SiCiclo path
    SC_path = 'C:\Siciclo';
    %SC_path = 'D:\Siciclo';

    % Reference case
    test_ori='2500_10_map_2_Cil_2_cuasiest_v2'; %%Nombre del ensayo original de referencia

    conf_folder = [SC_path '\Configuraciones\'];
    res_folder = [SC_path '\Resultados\'];

    suffix = ['_' txt{icase+2,1}]; %% El +2 del txt es para que se salte el titulo y las
        % uds del EXCEL y coja el nombre del
        % ensayo
    test = strcat(test_ori,suffix); % Une el nombre del ensayo origen con el sufijo creado

```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
%Crea las carpetas y copia el contenido de la origen en las nuevas.
[conf_test_folder,res_test_folder] = copyfolders(conf_folder,res_folder,test_ori,test);

conf_test_file = strcat(conf_test_folder,test,'_configuracion.txt');
res_glob_file = strcat(res_test_folder,test,'_resultados_globales_frontier.txt');

file=[test_ori suffix '.xlsx']; %% Nombre del EXCEL que crearemos con los resultados de cada ensayo
sheet= 'RESULTS'; %% Nombre de la hoja de EXCEL

%% Lectura del archivo de configuración de SICICLO

delimiter = ':';
endRow = 387;

% Read columns of data as strings:
% For more information, see the TEXTSCAN documentation.
formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';

% Open the text file.
fileID = fopen(conf_test_file,'r');

% Read columns of data according to format string.
% This call is based on the structure of the file used to generate this
% code. If an error occurs for a different file, try regenerating the code
% from the Import Tool.
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, endRow, 'Delimiter', delimiter, 'MultipleDelimsAsOne', true,
'ReturnOnError', false);

% Close the text file.
fclose(fileID);

% Convert the contents of columns containing numeric strings to numbers.
raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
for col = 1 : length(dataArray)-1
    raw(1:length(dataArray{col}),col) = dataArray{col};
end

% Create output variable
CONF = raw; %Metemos en la matriz CONF el contenido de el archivo de configuración
% del ensayo original. Después, se modifica poniendo en el
% lugar que corresponda las variables que cambien con
% respecto a éste.
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
%% Bucle para el calibrado del dosado

SOC=SOC_ini;
PEVO=4.6; % bar
TEVO=850; % K
Fr_sic=1e5;
dPint=0.25;
ejc=0; % Me marca el numero de ejecuciones. Para controlar dPint. Uso en Inputs_Tesc...

while(abs(Fr-Fr_sic)>1e-3)
    % El bucle siguiente sirve para encontrar las condiciones en el EVO, que
    % nos sirven a su vez para definir las condiciones en el escape (punto3)

    errortotal=1e5;
    while(errortotal>0.5) % Saldrá del bucle cuando las temperaturas no se diferencien en más de 0.1K
        Read_results;
        Calculo_gm; % Coge los gastos que le correspondan
        Calcula_inputs; % Calcula lo necesario para S ciclo
        Write_config_vSergio_cuas; % Lo escribe en el fichero de configuración
        Ejecutar_siciclo;

        if todosi==0
            Fail=1;
            return
        else
            Read_results;
        end

        % Guardamos las viejas
        PEVO_old=PEVO;
        TEVO_old=TEVO;

        % Leemos las nuevas
        PEVO=Data(1,6)/1e5; % bar
        TEVO=Data(1,8); % K

        errortotal=abs(TEVO-TEVO_old);
        ejc_old=ejc; % Todas las pasadas que hagamos por aqui sin aumento de ejecucion no suman dPint
    end

    Fr_sic_old=Fr_sic;
    Fr_sic=Data(1,31); % Leo el dosado relativo de S ciclo
    signo=(Fr_sic-Fr)*(Fr_sic_old-Fr);
end
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
if ejc==0 % Configurar la primera iteración
    if Fr_sic<Fr % Meto más aire del que debo, hay que bajar la Pint
        dPint=-dPint; % Por defecto estaba en subir la Pint, le cambio el signo
    end
else
    if signo<0 % Se itera hasta que se cruza en algun sentido el objetivo
        dPint=-dPint/2; % Se cambia el paso de la iteración
    end
end

ejc=ejc+1;% Subimos el numero de ejecución para iterar con dPint
end

% Salido del bucle, tendremos la presión de admisión correcta que hace
% que en la ejecución de Siculo, haya un dosado igual al que queremos.

%% Bucle para la optimización del SOC

% OPTIMIZACIÓN DEL SOC, (ahora mismo está calculado con -3º
disp('COMIENZO DEL PROCESO DE OPTIMIZACIÓN');

Pmax=Data(1,71)/1e5;

if(Pmax>Plim)
    dSOC=+2;
    while (Pmax>Plim)
        SOC=SOC+dSOC; %Retraso el encendido para bajar la presión
        Write_config_vSergio_cuas;
        Ejecutar_siculo;

        if todosi == 0
            Fail=1;
            return
        else
            Read_results;
        end
        Pmax=Data(1,71)/1e5;
    end
end

% Al salir del bucle, tendremos un SOC que nos garantiza que estamos por
% debajo de la presión limite

dSOC=-0.5; %Avanzamos
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
Rendcalc_siciclo_cuas;
opti_old=Rend-0.1;
opti_new=Rend;
lmt=0;

while (abs(dSOC)>1e-1 || Pmax>Plim)
    Pmax_old=Pmax;
    opti_old=opti_new;
    SOC=SOC+dSOC; % Actualizo con el nuevo SOC

    % Volvemos a hacer un bucle iterativo con EVO, porque cambiar el
    % SOC nos cambian las condiciones en el escape.

    errortotal=1e5;
    while(errortotal>0.5) % Saldrá del bucle cuando las temperaturas no se diferencien en más de 1K
        Calcula_inputs;
        Write_config_vSergio_cuas;
        Ejecutar_siciclo;

        if todosi==0
            Fail=1;
            return
        else
            Read_results;
        end

        % Guardamos las viejas
        PEVO_old=PEVO;
        TEVO_old=TEVO;

        % Leemos las nuevas
        PEVO=Data(1,6)/1e5; % bar
        TEVO=Data(1,8); % K

        errortotal=abs(TEVO-TEVO_old);
    end
    % Al salir del bucle de EVO tendremos los inputs que convergen con
    % el SOC que estamos analizando

    Rendcalc_siciclo_cuas;
    opti_new=Rend; % Actualizamos con los nuevos valores, el nuevo Pmax se actualiza dentro de
    Rendcalc

    signo=(Pmax-Plim)*(Pmax_old-Plim); % Nos sirve para saber si hemos cruzado la presión limite
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```

if Pmax>Plim || lmt == 1 % Llegamos al caso de superar la Plimite
    lmt=1; % Nos indica que estamos limitados, y entramos aquí siempre desde ese momento
    if signo<0
        dSOC=-dSOC/2;
    end
else
    if(opti_new<opti_old) % Estaremos en el caso no limitado
        dSOC=-dSOC/2; %Le cambio el signo para viajar al revés
    end
end
end
end

```

```

xlswrite(file,OUTPUT,sheet,'A1');
OUTPUT_Gen=[OUTPUT_Gen; OUTPUTi];

```

```

beep; % Asi nos avisa cuando termina con cada caso

```

```

end

```

```

sheet='OUTPUT';
xlswrite(FileName,OUTPUT_Gen,sheet,'A1');
Energy_balance

```

10.1.2 Calcula_inputs.m

```

%% Routine for the calculations of the inputs.

```

```

%% Inlet line calculations

```

```

Tint=T2; % Engine Inlet temperature, K
T1=T0; % Inlet temprature, K
DeltaP_AF=0.04; % Air filter Load losses, bar
P1=P0-DeltaP_AF; % Inlet pressure,bar

```

```

cp_mix = ((mair*cp_air)+(megr*cp_exh))/(mair+megr);

```

```

Tmix = ((megr*cp_exh*Tegr)+(mair*cp_air*T1))/((mair*cp_air)+(cp_exh*megr)); % Resulting
temperature of inlet temprature and EGR after cooling temperature,K

```

```

DeltaP_INT=0.03; % Intercooler Load losses, bar
P20=Pint+DeltaP_INT; % After compressor pressure, bar

```

```

T20s=Tmix*(P1/P20)^(-(Gamma_air-1)/Gamma_air);
T20=Tmix+((T20s-Tmix)/Ceff);

```

```

Ncomp=((mair+megr)/3600)*cp_mix*(T20-Tmix); %W

```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

$N_{turb} = N_{comp} / TC_{MechEff}$; %W, potencia que debe de desarrollar la turbina

$mtotKGS = (m_{air} + m_{egr} + m_f) / 3600$; % En kg/s

$mescKGS = (m_{air} + m_f) / 3600$; % kg/s

$T3 = Data(110)$; % K ltero con la temperatura de escape. Valor inicial

$T4 = T3 - N_{turb} / (mtotKGS * cp_{exh})$;

$T4s = T3 - (T3 - T4) / Teff$;

$\Delta P_{EL} = 0.2$;

$P4 = P0 + \Delta P_{EL}$;

$P3 = P4 * (T4s / T3)^{-\Gamma_{exh} / (\Gamma_{exh} - 1)}$;

% Una vez calculo la supuesta P3, utilizo la fórmula de la expansión

% ideal, para calcular la T3 por ese proceso.

$T3old = T3$;

$\%T3 = (TEVO * (cv_{exh} + Rexh * (P3 / PEVO))) / (Rexh + cv_{exh})$;

% Cuando acabe el anterior bucle, tendré la presión y temperatura 3 correspondiente

% para la pareja de TEVO y PEVO en función de los calculos. Ahora

% queda, calcular el resto de inputs, para que SICICLO calcule, y

% veamos que TEVO Y PEVO nos da.

$P_{exh} = P3$; $T_{exh} = T3$;

$m_{airGS} = m_{air} / 3.6 / z$; % Masa de aire en g/s por cilindro lista para SICICLO

$m_fGS = m_f / 3.6 / z$;

$m_{egrGS} = m_{egr} / 3.6 / z$;

$m_{airGSTK} = m_{airGS} * 60 / (n * cycperrev)$;

$m_{egrGSTK} = m_{egrGS} * 60 / (n * cycperrev)$;

10.1.3 Calculo_gm.m

%% Mass flow calculations

%% Mass flow

$m_f = m_fMGSTK * 1e-6 * z * cycperrev * n * 60$;

% fuel mass flow for the 3 cylinders,kg/h

$m_{air} = m_f / (Fr * 1 / AFst)$;

% Air mass flow for the 3 cylinders,kg/h

$m_{egr} = (m_{air} * EGR / 100) / (1 - (EGR / 100))$;

% EGR mass flow for the 3 cylinders,kg/h

$mescKGH = m_{air} + m_f$;

% Air + fuel mass flow for the 3 cylinders,kg/h

$mtotKGH = m_{air} + m_{egr} + m_f$;

% Total mass flow for the 3 cylinders,kg/h

$dref = (m_{air}) / (nvol * Vt * n * 60 * cycperrev)$;

% Density, kg/m³

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
P2=(dref*Rair*T2)*1e-5; % Inlet pressure, bar

if ejc == 0 % Only for the first interaction
    Pint=2.0;
else
    if ejc~=ejc_old % In case that a 'dosado' adjust is necessary
        Pint=Pint+dPint; % Inlet pressure after adjust
    end

    mair_sic=Data(1,1); % Read of air mass for from Siciclo, kg/cc
    mair=mair_sic*z*n*cycperrev*60; % Air mass flow for the 3 cylinders,kg/h

    % Refresh of the egr and others mass flow

    megr=(mair*EGR/100)/(1-EGR/100); % EGR mass flow for the 3 cylinders,kg/h
    mesckGH=mair+mef; % Air + fuel mass flow for the 3 cylinders,kg/h
    mtotKGH=mair+megr+mef; % Total mass flow for the 3 cylinders,kg/h
end
```

10.1.4 Ejecutar _siciclo.m

```
% Modifica lanzadorSiCiclo
fid = fopen([SC_path '\lanzadorSiCiclo.txt'],'w');
fprintf(fid,['Configuraciones/' test '/' test '_configuracion.txt\r\n']);
fprintf(fid,['Resultados/' test '/' test '_resultados_indicados.txt\r\n']);
fprintf(fid,['Resultados/' test '/' test '\r\n']);
fprintf(fid,[test '\r\n']);
fprintf(fid,'Nothing');
fclose(fid);
clearvars fid
```

```
% Se lanza siciclo y se comprueba si hay errores
[todosi] = lanza_SiCiclo(SC_path,test);
```

10.1.5 Lanza _SiCiclo.m

```
function [todosi] = lanza_SiCiclo(SC_path,test)
% Asigna directorios
conf_test_folder = [SC_path '\Configuraciones\' test];
res_glob_file = [SC_path '\Resultados\' test '\' test '_resultados_globales_frontier.txt'];

% Se borra el archivo res_glob_file que pudiera estar de ejecuciones anteriores
delete(res_glob_file);

% Modifica lanzadorSiCiclo
% Configuraciones/4000_6_3_Cil_2_mf_free/4000_6_3_Cil_2_mf_free_configuracion.txt
% Resultados/4000_6_3_Cil_2_mf_free/4000_6_3_Cil_2_mf_free_resultados_indicados.txt
% Resultados/4000_6_3_Cil_2_mf_free/4000_6_3_Cil_2_mf_free
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
% 4000_6_3_Cil_2_mf_free
% Nothing
fid = fopen([SC_path '\lanzadorSiCiclo.txt'],'w');
fprintf(fid,['Configuraciones/' test '/' test '_configuracion.txt\r\n']);
fprintf(fid,['Resultados/' test '/' test '_resultados_indicados.txt\r\n']);
fprintf(fid,['Resultados/' test '/' test '\r\n']);
fprintf(fid,[test '\r\n']);
fprintf(fid,'Nothing');
fclose(fid);
clearvars fid

todosi = 0;

% Se ejecuta SiCiclo
path=cd;
cd(SC_path);
tic; % Se empieza el cronometraje
system(['start /MIN ' SC_path '\lanzadorSiCicloShell.exe "' conf_test_folder '" &exit']);% Argumento-
>Lugar donde se copia el archivo de resultados (mf_folder)
%system('Taskkill /F /IM cmd.exe');
cd(path);

% Se comprueba si la ejecución crea el archivo de resultado en menos de 20
% segundos en este caso, si no es así es porque ha petado siCiclo. En ese
% caso cierra todo y devuelve error a mf
elapsedtime = toc;
while exist(res_glob_file, 'file') == 0
    if elapsedtime <200
        elapsedtime = toc;
    else % Ha petado siCiclo
        system('Taskkill /F /IM siCicloClase.exe');
        system('Taskkill /F /IM WerFault.exe');
        system('Taskkill /F /IM cmd.exe');
        return
    end
end

% Se cierra la ventana cmd
system('Taskkill /F /IM cmd.exe');

%% Se borra el archivo de resultado adicional que crea el .exe de Víctor
delete([conf_test_folder '\ test '_resultados_globales_frontier.txt']);

% Todo ha ido bien
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
    todosi = 1;  
end
```

10.1.6 Copyfolders.m

```
function [conf_test_folder,res_test_folder] = copyfolders(conf_folder,res_folder,test_ori,test)  
%% Se copian carpetas de configuración y resultados y se renombran los archivos en su interior  
  
% Configuration and result paths of original and new test  
conf_test_folder_ori = strcat(conf_folder,test_ori,'\');  
res_test_folder_ori = strcat(res_folder,test_ori,'\');  
conf_test_folder = strcat(conf_folder,test,'\');  
res_test_folder = strcat(res_folder,test,'\');  
  
% Copy configuration and result folders  
copyfile(strcat(conf_test_folder_ori,'*'),conf_test_folder);  
copyfile(strcat(res_test_folder_ori,'*'),res_test_folder);  
  
% Rename files inside configuration folder  
conf_test_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_configuracion.txt');  
conf_perd_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_configuracion_perdidas.txt');  
conf_perdconst_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_configuracion_perdidas_ctes.txt');  
conf_fql_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_fql.txt');  
conf_mfevap_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_mfevap.txt');  
conf_padm_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_padmision.txt');  
conf_pesc_file = strcat(conf_test_folder,test_ori,'_pescape.txt');  
  
movefile(conf_test_file , strcat(conf_test_folder,test,'_configuracion.txt'));  
movefile(conf_perd_file , strcat(conf_test_folder,test,'_configuracion_perdidas.txt'));  
movefile(conf_perdconst_file , strcat(conf_test_folder,test,'_configuracion_perdidas_ctes.txt'));  
movefile(conf_fql_file , strcat(conf_test_folder,test,'_fql.txt'));  
movefile(conf_mfevap_file , strcat(conf_test_folder,test,'_mfevap.txt'));  
if exist(conf_padm_file) == 2  
    movefile(conf_padm_file , strcat(conf_test_folder,test,'_padmision.txt'));  
end  
if exist(conf_pesc_file) == 2  
    movefile(conf_pesc_file , strcat(conf_test_folder,test,'_pescape.txt'));  
end  
% Rename files inside results folder  
res_cuasi_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_cuasi.txt');  
res_cuasicte_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_cuasi_ang_cte.txt');  
res_resglob_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultados_globales_full.txt');  
res_ind_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultados_indicados.txt');  
res_indglob_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultados_indicados.txt_globales.glob');  
res_inst_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultados_inst.txt');  
res_perdglob_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultados_perdidas_glob.txt');
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
res_instperd_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultadosinst_perdidas.txt');
%res_globfron_file = strcat(res_test_folder,test_ori,'_resultados_globales_frontier.txt');

movefile(res_cuasi_file , strcat(res_test_folder,test,'_cuasi.txt'));
movefile(res_cuasicte_file , strcat(res_test_folder,test,'_cuasi_ang_cte.txt'));
movefile(res_resglob_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultados_globales_full.txt'));
movefile(res_ind_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultados_indicados.txt'));
movefile(res_indglob_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultados_indicados.txt_globales.glob'));
movefile(res_inst_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultados_inst.txt'));
movefile(res_perdglob_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultados_perdidas_glob.txt'));
movefile(res_instperd_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultadosinst_perdidas.txt'));
%movefile(res_globfron_file , strcat(res_test_folder,test,'_resultados_globales_frontier.txt'));
```

end

10.1.7 Read_results.m

```
Delimiter='\t'; % El fichero de resultados sale separado con tabulación
RawData=readtable(res_glob_file, 'Delimiter', Delimiter);
```

```
Data=table2array(RawData(:,:));
```

10.1.8 Rendcalc_siciclo_cuas.m

```
% Cálculo de rendimiento del motor, en función de los resultados de Siciclo
```

```
% Lectura de resultados necesarios para el cálculo, y para el EXCEL de
% salida
```

```
imepHP=Data(1,28)/1e5;
imepLP=Data(1,30)/1e5;
Pmax=Data(1,71)/1e5;
Tmax=Data(1,73);
%P2=Data(1,107)/1e5;
%T2=Data(1,109);
%P3=Data(1,108)/1e5;
%T3=Data(1,110);
Tpiston=Data(1,45);
```

```
% TEVO y PEVO
```

```
%% Calculos
```

```
%Cálculo del lazo de bombeo, supuesto como un rectángulo perfecto
```

```
% imepLP=P2-P3; %bar
```

```
imepneta=imepHP+imepLP; %Cálculo de la pmi incluyendo el lazo de bombeo
```

```
%Perdidas por fricción estimadas
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
fmeq=0.615003-0.000077674*n+3.89469E-8*n^2+0.0238135*imepneta+0.000429503*imepneta^2; %  
in bar
```

```
%Calculo de la potencia indicada del ciclo termodinámico incluyendo el lazo  
%de bombeo, y el conjunto de los 3C
```

```
Nind=(imepneta*1e5)*Vt*(n/60)*cycperrev;
```

```
%mf [kg/h], PARA LOS TRES CILINDROS  
%Nind [W] para los tres cilindros
```

```
CSI=(mf*1e3)/(Nind*1e-3); %mf lo paso a g/h, Nind lo paso a KW. Resultado en g/KWh
```

```
pme=imepneta-fmeq; %Sin el efecto de la inyección
```

```
Neff=(pme*1e5)*Vt*(n/60)*cycperrev;
```

```
CSE=(mf*1e3)/(Neff*1e-3);
```

```
Rend= 1/((CSE/3.6E6)*PCI); % El CSE lo he pasado a kg/KWs. El resultado sale adimensional.
```

```
Fr_sic=Data(1,31);
```

```
mfMGSTK=Data(1,15)*1e6; % Se lee el combustible inyectado en SiCiclo en mg/cc
```

```
%% Preparación de la salida para el EXCEL (sigo con la estructura anterior)
```

```
OUTPUTi(1,1)=num2cell(mfMGSTK);
```

```
OUTPUTi(1,2)=num2cell(Fr);
```

```
OUTPUTi(1,3)=num2cell(Fr_sic);
```

```
OUTPUTi(1,4)=num2cell(Pint);
```

```
OUTPUTi(1,5)=num2cell(Tint);
```

```
OUTPUTi(1,6)=num2cell(Pexh);
```

```
OUTPUTi(1,7)=num2cell(Texh);
```

```
OUTPUTi(1,8)=num2cell(SOC);
```

```
OUTPUTi(1,9)=num2cell(RCO);
```

```
OUTPUTi(1,10)=num2cell(Rend);
```

```
OUTPUTi(1,11)=num2cell(Neff);
```

```
OUTPUTi(1,12)=num2cell(mair);
```

```
OUTPUTi(1,13)=num2cell(megr);
```

```
OUTPUTi(1,14)=num2cell(imepHP);
```

```
OUTPUTi(1,15)=num2cell(imepLP);
```

```
OUTPUTi(1,16)=num2cell(imepneta);
```

```
OUTPUTi(1,17)=num2cell(fmeq);
```

```
OUTPUTi(1,18)=num2cell(pme);
```

```
OUTPUTi(1,19)=num2cell(CSI);
```

```
OUTPUTi(1,20)=num2cell(CSE);
```

```
OUTPUTi(1,21)=num2cell(Pmax);
```

```
OUTPUTi(1,22)=num2cell(Tmax);
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
OUTPUTi(1,23)=num2cell(Tpiston);
OUTPUTi(1,24)=num2cell(P4-P1);
OUTPUTi(1,25)=num2cell(P3-P4);
OUTPUTi(1,26)=num2cell(P1);
OUTPUTi(1,27)=num2cell(Pint);
OUTPUTi(1,28)=num2cell(Pexh);
OUTPUTi(1,29)=num2cell(P4);
OUTPUTi(1,30)=num2cell(T1);
OUTPUTi(1,31)=num2cell(T2);
OUTPUTi(1,32)=num2cell(T20);
OUTPUTi(1,33)=num2cell(T3);
OUTPUTi(1,34)=num2cell(T4);
OUTPUTi(1,35)=num2cell(P0);
OUTPUTi(1,36)=num2cell(T0);
OUTPUTi(1,37)=num2cell(DeltaP_INT);
OUTPUTi(1,38)=num2cell(DeltaP_EL);
OUTPUTi(1,39)=num2cell(DeltaP_AF);
OUTPUT=[OUTPUT; OUTPUTi]; % El resultado de esta iteración se acumula con los resultados de los
    % casos anteriores. En el caso de que la
    % iteración de este caso no sea la última el
    % OUTPUTi se irá modificando. Es para el EXCEL
```

10.1.9 Write_config_vSergio_cuas.m

```
% Introducimos los cambios en el fichero de configuración
% Versión más sencilla, al ser la del cuasiestacionario
CONF{1,2} = num2str(RCO);
CONF{53,2} = num2str(AAE);
CONF{52,2} = num2str(RCA+180); % Volvemos a referenciarlo al PMI, como en Siculo
CONF{253,2} = num2str(DOC);
CONF{296,2} = num2str(mairGS);
CONF{297,2} = num2str(mfGS);
CONF{298,2} = num2str(megrGS);
CONF{289,2} = num2str(Pint);
CONF{290,2} = num2str(Pexh);
CONF{294,2} = num2str(Texh-273);
CONF{263,2} = num2str(SOC);
CONF{292,2} = num2str(Tint-273);
CONF{291,2} = num2str(P0);
CONF{310,2} = num2str(n);

% Guardamos la nueva configuración en el mismo formato que estaba
fid = fopen(conf_test_file,'w');
for j = 1:length(CONF)
    fprintf(fid,'%s:%s:%s\r\n',CONF{j,:});
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
end
```

```
fclose(fid);
```

10.1.10 Energy_balance.m

```
%% Energy Balance code
```

```
%-----
```

```
% About the code:
```

```
% The code will use data imported from Siculo for comparing and make the
```

```
% energy balance
```

```
%-----
```

```
% @author : Yeuris Adolfo López Jaime
```

```
% @date : September 26, 2018
```

```
% @Project : TJI-Renault France
```

```
% @Workplace : Centro de Motores Termicos, CMT
```

```
% @City : Valencia, Spain
```

```
%-----
```

```
%% Read variables from the Excel of the results
```

```
File= FileName; % Excel file to read, FileName is declared in the main code.
```

```
[numin,txtin,rawin]=xlsread(File,'INPUT'); % Reading the input sheet of the excel file.
```

```
[numout,txtout,rawout]=xlsread(File,'OUTPUT'); % Reading the output sheet of the excel file
```

```
index = length(numout(:,1)); % Index for the for loop
```

```
%-----
```

```
%% General loop
```

```
for i=1:index
```

```
casename= rawin{i+2, 1}; % Name of each case
```

```
%-----
```

```
%% Folders and file to read
```

```
SC_path = 'C:\Siculo'; % Path of where is Siculo
```

```
res_folder = [SC_path '\Resultados\']; % Path of where the results are
```

```
reference_test='2500_10_map_2_Cil_2_cuasiest_v2'; % Name of the reference test
```

```
underscore='_'; % Underscore to separate
```

```
slash='\';
```

```
rgf='_resultados_globales_frontier.txt'; % string to determine the correct file to read
```

```
foldertoread= [res_folder reference_test underscore casename]; % Folder to read
```

```
textfiletoread=[foldertoread slash reference_test underscore casename rgf]; % text file to read
```

```
%-----
```

```
%% This part is for collecting data and organize it before the calculations
```

```
comma=','; % delimiter for sorting the data
```

```
format = '%s'; % Format for the text
```

```
fid = fopen(textfiletoread,'r'); % open the .txt file from Siculo
```

```
Datos= textscan(fid,format); % Cell containing the data from the text file
```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```

fclose(fid); clear ans % close the file ID and delete the answer
Datos=sorting(Datos); % Custom function that sort and organize the data

%% Variable for the calculation of the energy balance
S=0.0813; % Stroke
D=0.0722; % Diameter
Vd=(pi/4*D^2*S); % Displaced volume
Vt=3*Vd; % Total displaced volume,m^3
mf=8.5106; % Fuel mass flow, kg/h
megr=numout(i,13); % Egr mass flow, kg/h
ma=numout(i,12); % Air mass flow, kg/h
mfpci=(mf*47000)/3.6; % Power of the fuel, watts
Ne=numout(i,11); % Effective power,watts
fmep = numout(i,17); % Friction mean effective pressure
T4=numout(i,34); % K
T2=numout(i,31); % K
T20=numout(i,32); % K
T1=numout(i,30); % K
Rair=287; % J/(kg*K)
Gamma_air=1.4; % Dimensionless
cp_air=Gamma_air/(Gamma_air-1)*Rair; % J/(kg*K)
cv_air=cp_air-Rair; % J/(kg*K)
Rexh=Rair; % J/(kg*K). It is preferable not to make Rexh different from Rair
Gamma_exh=1.35; % Dimensionless
cp_exh=Gamma_exh/(Gamma_exh-1)*Rexh; % J/(kg*K)
cv_exh=cp_exh-Rexh; % J/(kg*K)
Qref=((Datos{2,96}/100)*mfpci)+((Datos{2,97}/100)*mfpci); % Power loss in the refrigerant,watts,
values taken from Siciclo in % form
Nf=0.5*fmep*Vt*4000*1000; % Power loss due to friction,watts
Qegr = ((megr)*(cp_exh/1000)*(T4-Tegr))/3.6; % Power loss due to egr cooling,watts
Qinter = ((megr+ma)*(cp_air/1000)*(T20-T2))/3.6; % Power loss in the intercooling,watts
dHg=((mf+ma)*(cp_exh/1000)*(T4-T1))/3.6; % Power loss in the Exhaust gases, watts
Qresto=mfpci-Ne-Qref-dHg-Nf-Qegr-Qinter; % Power loss in others elements (like valve pipes),
watts
p_Ni=Ne/mfpci; % Percent of what Ni represent of mfpci
p_Qref=Qref/mfpci; % Percent of what Qref represent of mfpci
p_dHg = dHg/mfpci; % Percent of what dHg represent of mfpci
p_Nf=Nf/mfpci; % Percent of what Nf represent of mfpci
p_Qinter=Qinter/mfpci; % Percent of what Qintel represent of mfpci
p_Qegr =Qegr/mfpci; % Percent of what Qegr represent of mfpci
p_Qresto = Qresto/mfpci; % Percent of what Qresto represent of mfpci
Porcentaje = [p_Ni p_Qref p_dHg p_Nf p_Qinter p_Qegr p_Qresto 1]; % Variable with all the percent of
the energy balance
title = 'Ne,Qref,Hg,Nf,Qinter,Qegr,Qresto,mf.pci'; % Variable of string to be put in the cell with the
percentss

```

Modelado y control de un motor de encendido provocado de 3 cilindros y 50 kW para optimizar su rendimiento, usando SICICLO y MATLAB

```
tittle = strsplit(tittle,comma);           % Splitting the strings into columns
% Loop to create a cell only in the first interaction
if i==1
Por=cell(2,8);                           % Blank cell to be filled later
end

% For loop to fill the cell 'Por'
for j=1:1:8
    Por{1,j}=tittle{1,j};
    Por{2,j}=['%'];
    Por{i+2,j}=Porcentaje(j)*100;
end

end

disp(Por)                                 % To see the results after the simulation
xlswrite(File,Por,'Energy Balance');      % Write the result in the excel file
```

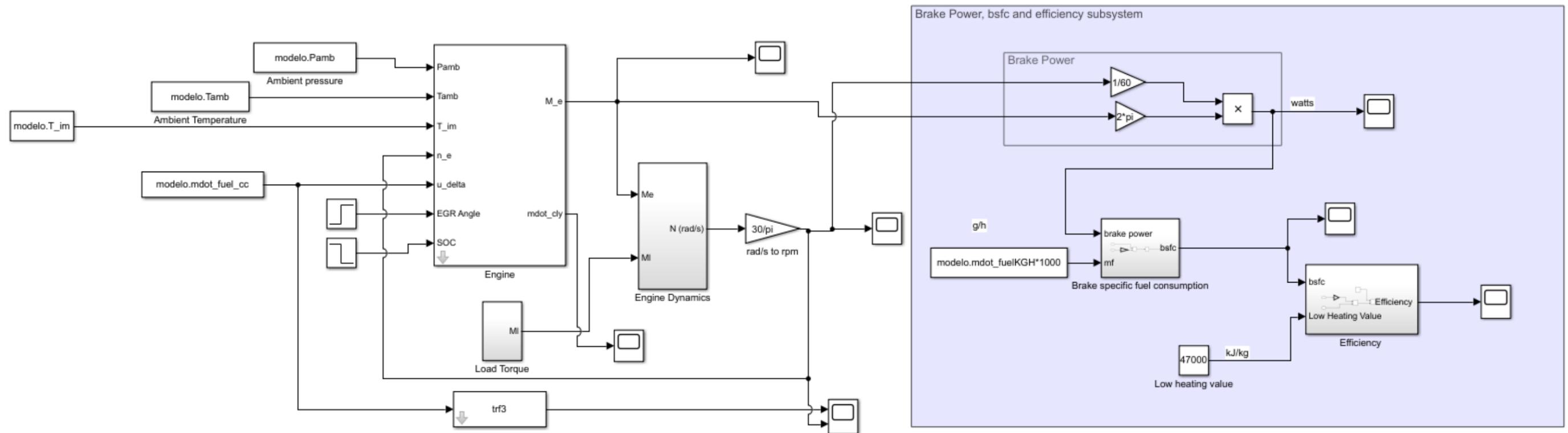
10.1.1.11 Sorting.m

```
function [C] = sorting(C)
%
% Function to organize the data that was read from the txt file

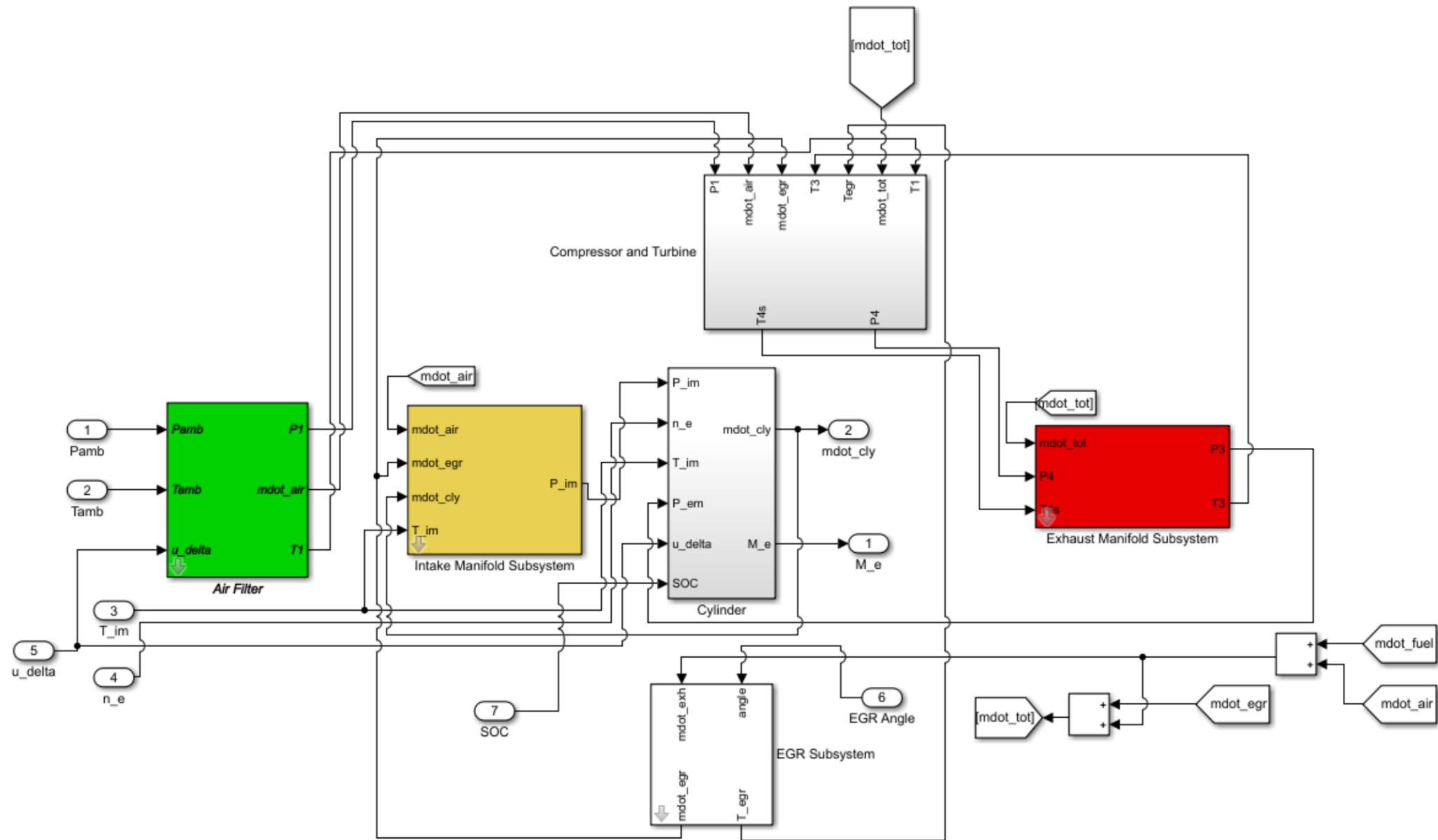
C=C{1,1}';
for i=1:1:144
    interaction = 145:1:288;
    C{2,i}=C{1,interaction(i)};
end
for i=1:1:144
    C{2,i}=str2num(C{2,i});
end
for i=145:1:288
    C{1,i}=[];
end
keep=any(~cellfun('isempty',C), 1);
C=C(:,keep);
clear i keep interaction
end
```

10.2 Anexo 2: Diagramas de bloques Simulink

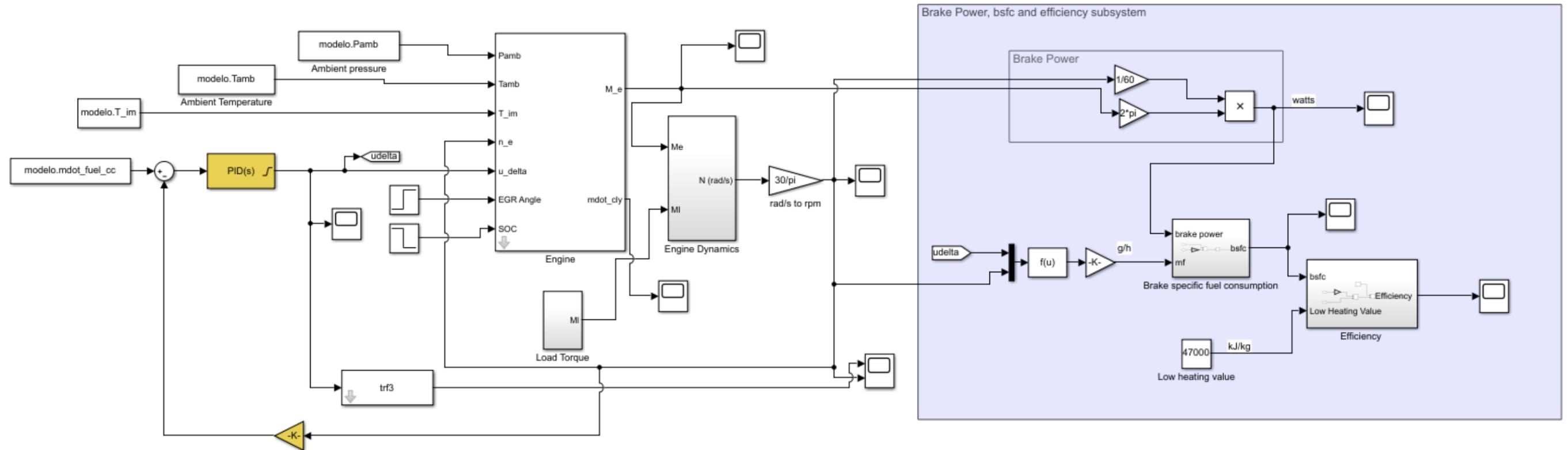
10.2.1 Modelo completo sin control



10.2.2 Vista interna del bloque "Engine"



10.2.3 Modelo completo con control



10.3 Anexo 3: Ecuaciones de un proceso isentrópico

10.3.1 Compresor

La expresión para la transformación isentrópica del compresor es:

$$T_{20s} = T_1 \cdot \frac{P_1}{P_{20}}^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}$$

Donde P_{20} es la presión a la salida del compresor. De esta expresión, junto con el rendimiento isentrópico del compresor, se puede obtener la temperatura de salida del compresor.

$$\eta_{comp} = \frac{T_{20s} - T_1}{T_{20} - T_1}$$
$$T_{20} = T_1 + \frac{T_{20s} - T_1}{\eta_{comp}}$$

10.3.2 Turbina

La expresión para la transformación isentrópica de la turbina es:

$$T_{4s} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_{turb}}$$

Donde η_{turb} es la eficiencia isentrópica de la turbina. Partiendo de la ecuación isentrópica de la turbina, se puede calcular la presión de salida del motor, P_3 . Dando como resultado la siguiente expresión:

$$P_3 = P_4 \cdot \frac{T_4}{T_3}^{\left(\frac{-\gamma}{\gamma-1}\right)}$$

Donde P_4 es la presión de salida de la turbina, que es igual a:

$$P_4 = P_{amb} + \Delta P_{EL}$$

Donde ΔP_{EL} es la pérdida de carga en la línea de escape.