



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

MODELADO, IDENTIFICACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO

MEMORIA

Carlos Folio Zabala

Tutores: Pedro M^a Diéguez Elizondo

Jorge Elso Torralba

Pamplona, 28 de Junio de 2013

Quiero mostrar por medio de estas líneas mi más sincero agradecimiento a todas aquellas personas que me han ayudado durante la realización del presente proyecto.

En primer lugar, a mis tutores D. Pedro M^a Diéguez Elizondo y D. Jorge Elso Torralba, tanto por la confianza depositada en mí y todo el apoyo recibido como por darme la oportunidad de tomar parte en esta investigación. También quiero agradecer a David Sáinz Casas y José Carlos Urroz Unzueta su inestimable ayuda en el apartado experimental.

Por último, a mis amigos y, sobre todo, a mi familia, quienes siempre han estado a mi lado y sin los cuales jamás podría haberme convertido en la persona que soy ahora.

Muchísimas gracias a todos.

ÍNDICE

1.- INTRODUCCIÓN	6
1.1.- Antecedentes	7
1.2.- Objetivos	8
2.- EL HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE	9
2.1.- Introducción	9
2.2.- Obtención de hidrógeno puro.....	10
2.3.- Propiedades del hidrógeno como combustible	11
2.4.- Ventajas y desventajas del hidrógeno como combustible.....	13
3.- EL COCHE DE HIDRÓGENO	14
3.1.- Historia del coche de hidrógeno	14
3.2.- El motor de combustión interna de hidrógeno.....	16
3.2.1.- Introducción	16
3.2.2.- Motor Wankel	16
3.2.3.- Motor de combustión interna alternativo (MCIA).....	17
3.3.- Motor Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW.....	19
3.3.1.- Ficha técnica del motor y curvas características.....	19
3.3.2.- Colector de admisión	22
3.3.3.- Distribución	23
3.3.4.- Transmisión	25
3.3.5.- Bloque motor y cigüeñal	25
3.4.- Adaptación del motor de gasolina para el hidrógeno.....	26
3.4.1.- Sustitución de inyectores de gasolina por inyectores de H ₂	26
3.4.2.- Colocación de los nuevos inyectores en el colector de admisión.....	26
3.4.3.- Fabricación e instalación de un acumulador de combustible.....	27
3.4.4.- Instalación de un sistema de alimentación.....	27
3.5.- MoTeC M400.....	29
3.5.1.- Introducción	29
3.5.2.- Sensores y actuadores	30
3.5.3.- Deficiencias de la MoTeC y necesidad de una alternativa.....	34
4.- CAPTURA Y REPRESENTACIÓN DE DATOS.....	35
4.1.- LabView.....	35

4.2.-	MoTeC Software.....	36
5.-	MODELADO DEL MOTOR.....	39
5.1.-	Parámetros fundamentales.....	39
5.2.-	Modelado del subsistema del colector de admisión	42
5.2.1.-	Flujo de aire entrante en el colector.....	45
5.2.2.-	Flujo de aire saliente del colector	47
5.2.3.-	Determinación del caudal de combustible	49
5.2.4.-	Determinación del rendimiento volumétrico de la mezcla	50
	Dado que el valor del rendimiento volumétrico no es conocido, en el Capítulo 7 se procederá a la identificación experimental del mismo.....	53
5.2.5.-	Expresión final.....	53
5.3.-	Modelado del subsistema mecánico.....	54
5.3.1.-	Par motor	54
5.3.2.-	Expresión final.....	59
6.-	LINEALIZACIÓN DEL SISTEMA	60
6.1.-	Linealización de la ecuación del subsistema de admisión	60
6.2.-	Linealización de la ecuación del subsistema mecánico	61
6.3.-	Diagrama de bloques con lambda independiente	62
6.4.-	Subsistema de lambda	63
6.5.-	Diagrama de bloques final	64
6.6.-	Reducción del diagrama de bloques.....	66
6.6.1.-	Reducción del diagrama para $\omega_e(t)$	67
6.6.2.-	Reducción del diagrama para $\lambda(t)$	70
6.6.3.-	Reducción del diagrama para $p(t)$	73
7.-	IDENTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DE PARÁMETROS.....	78
7.1.-	Descripción del equipo experimental	78
7.2.-	Parámetros del inyector.....	81
7.3.-	Par de pérdidas mecánicas e inercia del motor.....	83
7.3.1.-	Cálculo del par de pérdidas mecánicas (2000 rpm).....	84
7.3.2.-	Cálculo de la inercia del motor.....	85
7.3.3.-	Cálculo del par de pérdidas mecánicas a plena carga.....	87
7.4.-	Medición del volumen del colector de admisión.....	88
7.5.-	Coficiente de descarga.....	91
7.6.-	Rendimiento volumétrico	99

7.6.1.- Rendimiento volumétrico de la mezcla.....	99
7.6.2.- Rendimiento volumétrico del aire seco	101
7.7.- Rendimiento efectivo	107
7.8.- Rendimiento indicado	109
8.- IDENTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA	113
8.1.- Introducción	113
8.2.- Identificación aproximativa.....	114
8.3.- Identificación por mínimos cuadrados.....	126
8.3.1.- Sistemas aislados.....	130
8.3.2.- Sistemas conjuntos	143
8.4.- Conclusiones	156
9.- SIMULACIÓN DEL SISTEMA.....	158
9.1.- Introducción	158
9.2.- Simulador del subsistema de admisión.....	158
9.2.1.- Flujo de aire entrante en el colector.....	159
9.2.2.- Flujo de aire saliente del colector	160
9.3.- Simulador del subsistema mecánico.....	162
9.3.1.- Par indicado.....	162
9.3.2.- Par de pérdidas mecánicas.....	164
9.4.- Simulador del sistema total	165
9.5.- Simulación y análisis de resultados.....	167
9.5.1.- Simulación del subsistema de admisión	167
9.5.2.- Simulación del sistema total	170
9.6.- Conclusiones	174
10.- CONCLUSIONES.....	175
11.- FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN.....	177
12.- BIBLIOGRAFÍA.....	178

1.- INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia, y en particular durante los últimos dos siglos, la economía de los países, así como la movilidad de sus habitantes, ha dependido directamente del uso de combustibles fósiles como fuente de energía. Esta gran dependencia ha generado dos grandes preocupaciones acerca del uso de este tipo de combustibles. La primera de ellas es la preocupación por el impacto medioambiental que produce su combustión, mientras que la segunda se debe al futuro agotamiento de las reservas de dichos combustibles fósiles en el planeta.

En las últimas décadas, y en especial desde la firma del protocolo de Kioto, ha dominado la preocupación sobre el cambio climático, ya que uno de los factores más importantes que provocan la formación de gases de efecto invernadero es la emisión de CO₂ asociada a la combustión de los combustibles fósiles. Sin embargo, la preocupación acerca de la limitación y futuro agotamiento de los combustibles fósiles ha oscilado mucho en función de los precios de los mismos. En los años 1970s y principios de los 1980s surgió un debate público acerca de la limitación de las reservas de este tipo de combustibles como consecuencia de los llamados años de los *shocks* del petróleo. Sin embargo, seguidamente vino el denominado *contrashock* con el desplome de los precios, y dicho debate no volvió a aparecer hasta hace algo más de una década.

En cualquier caso, tanto las emisiones de CO₂ como el uso masivo de unos recursos no renovables y limitados son dos caras de una misma moneda que obligan a la sociedad a emprender una búsqueda de combustibles alternativos a los combustibles fósiles.

Actualmente numerosas tecnologías alternativas, tales como las energías renovables, están siendo desarrolladas, obteniendo resultados dispares. Sin embargo, a pesar de que las energías renovables ya son una realidad, sólo son capaces de producir energía de manera discontinua en el tiempo cuando el fenómeno natural del que obtienen la energía (sea el viento, la radiación solar, etc.) está presente. Por este motivo, siempre se ha intentado desarrollar una tecnología capaz de aprovechar el poder energético del elemento más abundante del universo y del cual existe una disponibilidad ilimitada en este planeta, entre otras cosas, por combinarse con el oxígeno para formar agua: **el hidrógeno**.

El hidrógeno no existe en nuestro planeta, en estado natural, como sustancia pura, sino que aparece combinado con otras sustancias formando compuestos. A pesar de ello, existen técnicas tales como la electrolisis del agua para la descomposición de dicha molécula y la obtención de hidrógeno en estado puro. Con la utilización de este elemento como combustible desaparecen las dos preocupaciones anteriores, ya que la combustión del hidrógeno con oxígeno da como resultado únicamente agua, y a partir de la misma puede volver a obtenerse hidrógeno, por lo que la preocupación de su agotamiento queda también erradicada.

El desarrollo del hidrógeno como vector energético ha dado lugar a grandes avances tecnológicos que han permitido su utilización para la generación directa de energía eléctrica en las denominadas pilas de combustible, o como combustible sustitutivo de los fósiles en motores de combustión interna.

Es en este segundo uso del hidrógeno como combustible en el que se enmarca el presente Proyecto Fin de Carrera, ya que lo que se pretende es la creación del modelo de un motor de combustión interna alternativo convencional de gasolina adaptado para su funcionamiento con hidrógeno, así como la identificación de los parámetros principales de dicho sistema. De esta forma se pretende facilitar el futuro desarrollo e implementación de un sistema de control propio, flexible y abierto que permita adaptar los algoritmos de control al nuevo tipo de

combustible para gobernar el sistema de una manera más eficiente, ya que la arquitectura cerrada de la ECU comercial actual del motor no permite modificaciones sustanciales en la misma.

Se trata de un trabajo multidisciplinar, pues involucra conceptos y técnicas propios de diferentes áreas de la ingeniería, como son:

- Ingeniería mecánica: máquinas térmicas, motores de combustión.
- Ingeniería química: tecnología del hidrógeno, reacciones de explosión.
- Ingeniería de control: modelado, identificación, simulación, control digital.

Aunque el proyecto se orienta al control electrónico del motor en general, el problema específico que se desea abordar es el del control automático del ralentí, un problema ampliamente estudiado en la literatura del control de motores de explosión, pero hasta la fecha no abordado desde la perspectiva del hidrógeno. En la actualidad, dicho control se ejerce por medio de una unidad electrónica de control (ECU) comercial y se pretende abordar algunas de las cuestiones del mismo que todavía son susceptibles de mejora.

1.1.- Antecedentes

El presente Proyecto Fin de Carrera surge en el marco del Grupo Hidrógeno (Figura 1.1) de la Universidad Pública de Navarra (www.grupohidrogeno.es).



Figura 1.1.- Logotipo del Grupo Hidrógeno

Dicho grupo fue creado en el año 2001 como fruto de la colaboración de la Universidad Pública de Navarra con la empresa Acciona Biocombustibles (entonces Energía Hidroeléctrica de Navarra). Está formado por profesores y antiguos alumnos de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación (ETSITT) de la UPNa, así como por colaboradores especializados en aspectos del hidrógeno.

Gracias a esta colaboración se han conseguido numerosos logros que han dado lugar a varias patentes y publicaciones científicas en revistas tan prestigiosas como *Chemical Engineering Journal* o *International Journal of Hydrogen Energy*. Junto con los trabajos llevados a cabo por el Grupo Hidrógeno se han realizado numerosos Proyectos Fin de Carrera que, al igual que este proyecto, han pretendido aportar material a las investigaciones llevadas a cabo.

En concreto, las líneas de investigación en las que se ha estado trabajando han sido tres: el desarrollo de un electrolizador adaptado a la tecnología del hidrógeno, un estudio intensivo de las atmósferas explosivas (ATEX) provocadas por el hidrógeno y, por último, la adaptación del motor de un turismo de gasolina convencional para su funcionamiento con hidrógeno.

De entre los numerosos Proyectos Fin de Carrera realizados en la línea de investigación correspondiente al desarrollo del electrolizador cabe destacar el trabajo defendido en 2006 por Raquel Oroz Oscáriz titulado "Producción de hidrógeno renovable a partir de energía eólica. Comportamiento de un electrolizador alcalino controlado por un emulador de las condiciones del viento", así como otros proyectos realizados anteriormente a éste, que supusieron los primeros

pasos del Grupo Hidrógeno: José Ignacio Coloma Ferrer e Iñigo Sánchez Semberoiz en 2001, Juan Biurrun Ruiz en 2004 y Raquel Rojo Ochoa en 2005.

En lo que se refiere a la línea sobre atmósferas explosivas (ATEX), María Fernández Boneta realizó un estudio computacional, el cual presentó con el título “Simulación informática de atmósferas explosivas”. Un trabajo similar fue el realizado por Yolanda Llorente Pina, “Simulación informática de atmósferas explosivas de hidrógeno con ANSYS-CFX”. También se realizaron trabajos experimentales como el presentado en 2006 por Miguel Briñas Herce, “Experimentación sobre difusión de hidrógeno en aire” o el realizado en 2009 por Lara Erviti Calvo, “Simulación y estudio experimental sobre atmosferas explosivas de hidrógeno”.

Por último, en lo respectivo a la línea de investigación relativa al motor de combustión interna alternativo de hidrógeno, cabe destacar el trabajo de Carlos Sopena Serna y Daniel Ruiz Aranguren, “Adaptación de un vehículo de gasolina convencional para su funcionamiento con hidrógeno” en 2005 y el PFC de David Sáinz Casas, “Proyecto de diseño y construcción de un sistema de gestión electrónica para un motor de encendido provocado”, así como el proyecto de Iñigo Idareta Erro “Simulación CFD de procesos de combustión de hidrógeno” en 2010 [24].

El presente proyecto se incorpora a esta última línea del motor de hidrógeno, pero a su vez abre una nueva línea de investigación en la que el objetivo es el desarrollo del control del motor.

1.2.- Objetivos

El objetivo de este Proyecto Fin de Carrera es la creación y validación de un modelo dinámico fiable del motor que el Grupo Hidrógeno ha adaptado a la tecnología del hidrogeno, y que se encuentra en el Laboratorio de motores “Carlos Sopena” de la Universidad Pública de Navarra, con el fin de simular la dinámica del sistema.

Para alcanzar este objetivo las acciones a desarrollar son:

- Monitorización de las entradas y salidas de la ECU mediante un sistema de adquisición de datos.
- Modelado teórico del motor, realizando las modificaciones oportunas para tener en cuenta la sustitución de la gasolina por hidrógeno.
- Identificación de los parámetros de modelo.
- Obtención de un modelo dinámico experimental utilizando técnicas de identificación.
- Construcción de un simulador mediante Simulink.

Se considerará que el objetivo del proyecto ha sido satisfecho cuando los resultados obtenidos del modelo teórico y del experimental converjan, y cuando el simulador sea capaz de emular la dinámica real del sistema.

2.- EL HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE

En este apartado se describen brevemente las principales propiedades del hidrógeno como combustible, así como las principales ventajas e inconvenientes de su utilización.

2.1.- Introducción

El hidrógeno es el elemento más ligero de la tabla periódica y representa el 83,9% de la masa visible del universo formando, entre otros, los núcleos de las estrellas en estado de plasma. El átomo de hidrógeno presenta tres isótopos, los cuales se describen a continuación:

- Protio, cuyo núcleo está formado por un único protón, por lo que presenta un único par protón-electrón. Es el isótopo más abundante, suponiendo más de un 99,98% del total.
- Deuterio, su núcleo está formado por un protón y un neutrón. Es un isótopo estable utilizado en procesos de fusión nuclear.
- Tritio, con un protón y dos neutrones en el núcleo. Es un isótopo radiactivo y, al igual que el deuterio, es un combustible potencial para la fusión nuclear.

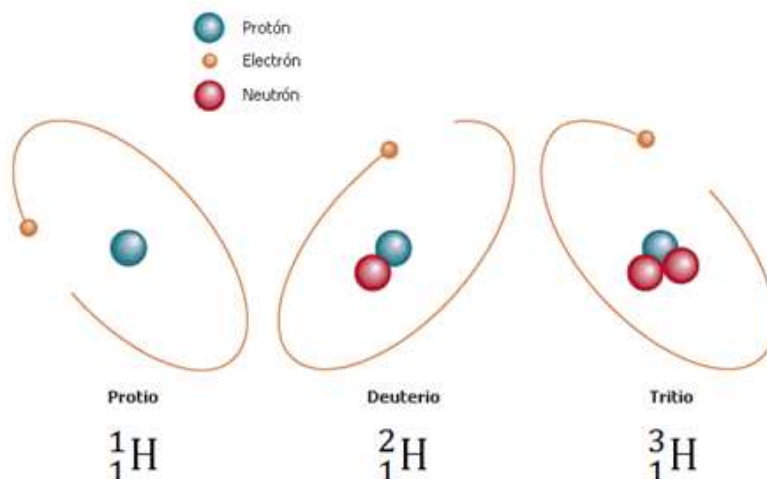


Figura 2.1.- Isótopos del hidrógeno

En condiciones normales, el hidrógeno se presenta en forma diatómica (H_2) y se trata de un gas incoloro, inodoro, insípido, no metálico y altamente inflamable. Aparece combinado con otros elementos para formar infinidad de compuestos, entre los que cabe destacar el agua, fruto de su combinación con las moléculas de oxígeno.

Las principales propiedades físicas del hidrógeno aparecen en la siguiente tabla:

Peso Molecular	2.016 g/mol
Densidad en CN	0.0899 kg/m ³
Punto de ebullición	20.3 K
Factor de compresibilidad	1.001
Viscosidad del gas en CN	8.65 x 10 ⁻⁵ g/cm·s
Coefficiente de difusión en CN	0.61 cm ² /s

Tabla 2.1.- Propiedades físicas del hidrógeno

- Se trata de un gas muy ligero, mucho menos denso que el aire, por lo que posee una elevada flotabilidad.
- Debido a su extremadamente bajo punto de ebullición, es complicado trabajar con él en estado líquido, y son precisos equipos criogénicos.
- Es un gas muy poco viscoso (8.65×10^{-5} g/cm·s), por lo que puede fluir fácilmente a través de uniones no estancas y producirse fugas de gas.
- Su coeficiente de difusión es elevado, por lo que la dispersión del hidrógeno en un medio de aire se produce a alta velocidad.
- No se trata de un gas tóxico, sin embargo puede provocar asfixia en el caso de sustituir al oxígeno del medio.

2.2.- Obtención de hidrógeno puro

En la Tierra el hidrógeno aparece en su mayor parte combinado con otros elementos, y sólo en las altas capas de la atmósfera puede encontrarse en estado puro en muy bajas proporciones.

Existen varias técnicas para la producción de hidrógeno puro, siendo las más importantes las mostradas a continuación:

Reformado con vapor

Este método consiste en la obtención de hidrógeno a partir de combustibles fósiles, y en particular, de gas natural. Durante el proceso de obtención de hidrógeno se somete al gas natural, con alto contenido en metano, a una exposición a vapor de agua a alta temperatura y media presión para favorecer la siguiente reacción química:



Esta reacción tiene lugar en dos etapas, ya que durante la primera de ellas se produce cierta cantidad de monóxido de carbono que precisa ser eliminada en una segunda para purificar el gas.

Este método es el más utilizado a pesar de no ser el que produce hidrógeno más puro.

Electrolisis del agua

La electrolisis del agua consiste en la separación del hidrógeno y oxígeno que forman el agua mediante la aplicación de corriente eléctrica entre un cátodo y un ánodo. Básicamente se trata de una reacción de oxidación-reducción en la que el hidrógeno obtenido es de gran pureza. El hidrógeno una vez descompuesto va a parar al cátodo, el cual gana electrones, mientras que el oxígeno hace lo propio con el ánodo. El mayor inconveniente de este método es que se precisa de una gran cantidad de energía para que la reacción química tenga lugar.

A pesar de que la mayor parte del hidrógeno puro generado en la industria se consigue a partir del método anterior de reformado con vapor, todo el hidrógeno utilizado para el desarrollo de este proyecto se ha obtenido a partir de la electrolisis del agua, utilizando un electrolizador del que dispone el Grupo Hidrógeno. Este hidrógeno una vez obtenido se almacena en un depósito esférico a una presión de aproximadamente 20 bares. En la Figura 2.2 se muestran unas fotografías del electrolizador y depósito anteriormente nombrados:



Figura 2.2.- Electrolizador del Grupo Hidrógeno y depósito de almacenamiento de hidrógeno

Existen otras muchas técnicas para producir hidrógeno puro, tales como la oxidación parcial de combustibles fósiles, gasificación de biomasa, métodos químicos, etc. Sin embargo, los dos métodos más importantes son los anteriormente descritos.

2.3.- Propiedades del hidrógeno como combustible

La combustión del hidrógeno en presencia de oxígeno da lugar a la siguiente reacción:



Como resultado de esta reacción de oxidación, los únicos productos obtenidos son agua y calor. Generalmente el agua se encontrará en forma gaseosa como vapor tras el proceso, pero ninguna otra emisión contaminante se produce como fruto de esta reacción, a diferencia de la combustión de los combustibles fósiles que provoca la emisión de dióxido de carbono, así como NO_x, monóxido de carbono y otros contaminantes que se ha demostrado que favorecen el efecto invernadero.

Por tanto, debido a la ilimitada disponibilidad de este gas y a la ausencia, o por lo menos reducción, de contaminantes que se producen fruto de su combustión, el hidrógeno tiene, a priori, las características necesarias para ser un combustible alternativo a los fósiles.

A continuación se muestran las principales propiedades del hidrógeno como combustible:

Temperatura de llama	2318 K
Temperatura de auto-ignición	858 K
Mínima energía para la ignición	0.02 mJ
Poder calorífico inferior	120.011 kJ/g
Poder calorífico superior	141.835 kJ/g
Límites de inflamabilidad en el aire	4.1 – 75 (vol. %)
Límites de detonabilidad en el aire	18.3 – 59 (vol. %)
Flujo de calor emitido	1.53 x 10 ⁻² kJ/cm ² ·s
Velocidad de combustión en CN	265 – 325 cm/s
Velocidad de detonación	1.48 – 2.15 km/s
Sobrepresión de la detonación	1470 kPa

Tabla 2.2.- Propiedades del hidrógeno como combustible

De la tabla anterior se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- La llama que se produce en la combustión de hidrógeno es de alta temperatura (2318 K), y es por ese motivo por el que el hidrógeno se utiliza en procesos de corte y soldadura en metales duros. Un inconveniente de la misma es que no es visible a la luz del día, por lo que su utilización puede resultar peligrosa debido al riesgo de quemaduras.
- La temperatura de auto-ignición es muy baja, así como su mínima energía para la ignición, lo cual puede dar problemas de autoencendido del combustible en la cámara de combustión de los motores.
- El poder calorífico del hidrógeno es muy alto, por lo que posee la capacidad de almacenar gran cantidad de energía. De ahí que se considere al hidrógeno como un vector energético que almacena energía para su posterior aprovechamiento. Sin embargo, como consecuencia de su baja densidad, su energía por unidad de volumen será mucho menor, y este puede ser un gran inconveniente en la utilización del hidrógeno en forma gaseosa como combustible. En la Figura 2.3 se muestra una comparación con otros combustibles:

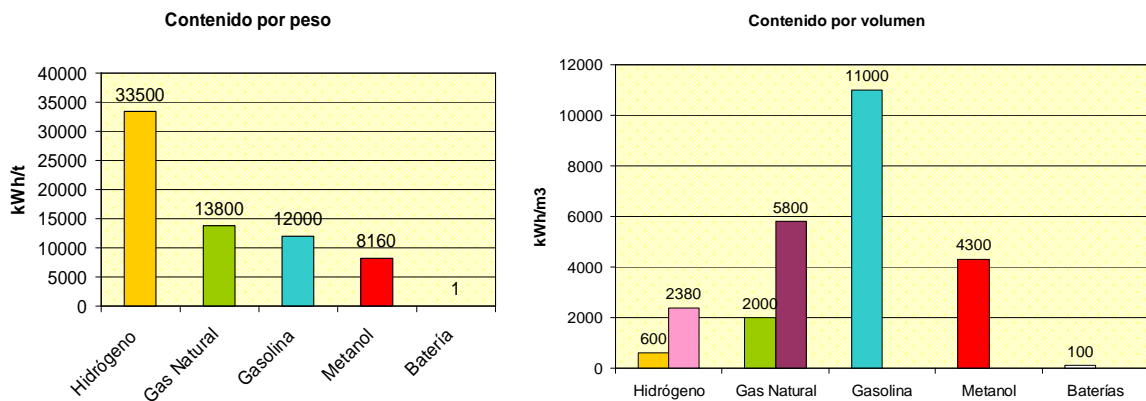


Figura 2.3.- Energía por unidad de masa y de volumen de diferentes combustibles

- El rango de inflamabilidad del hidrógeno es muy grande, permitiendo una amplia composición de la mezclas aire-hidrógeno, yendo desde mezclas muy pobres hasta ricas. Por lo general, se suelen utilizar mezclas pobres en hidrógeno con el fin de ahorrar combustible y reducir las emisiones. Comparando con otros combustibles, este rango de inflamabilidad es, por ejemplo, el doble que el del metanol, y catorce veces mayor que el de la gasolina. En la siguiente figura se aprecia esta diferencia. Para el rango de detonabilidad ocurre algo parecido, siendo el del hidrógeno del 18.3 - 59 (vol. %) mientras que el de la gasolina es 1.1 - 3.3 (vol. %).
- La velocidad de combustión es considerablemente superior a la de otros combustibles, tratándose además de una combustión en régimen laminar. Por otro lado, la velocidad de detonación también es muy elevada, por lo que puede dar lugar a problemas. Sin embargo, esta velocidad resulta inferior a la de cualquier explosivo, por lo que el riesgo no es tan elevado.

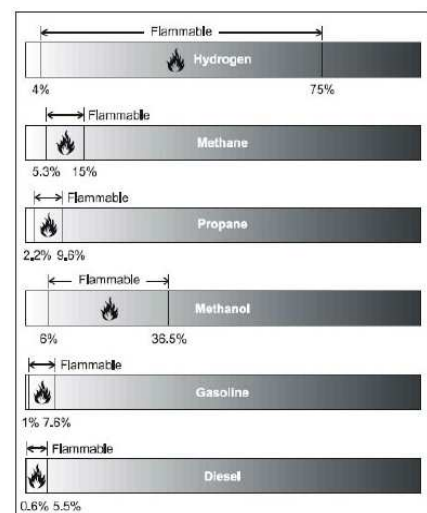


Figura 2.4.- Rangos de inflamabilidad de diferentes combustibles

2.4.- Ventajas y desventajas del hidrógeno como combustible

A continuación se van a exponer los principales beneficios e inconvenientes del uso de este gas como combustible, particularmente en la industria del automovilismo.

Ventajas

- Disponibilidad ilimitada de combustible
- Reducción importante de emisiones
- Buenas propiedades como combustible
- Posibilidad de utilizarlo como almacenamiento de energía (vector energético). Tanto para su posterior uso en motores de combustión, como en células de combustible obteniendo energía eléctrica como resultado.

Desventajas

- No es un combustible primario, puesto que siempre aparece combinado con otros elementos y no en estado puro. Se incurre en gastos para su adquisición.
- Se requiere gran cantidad de energía para su obtención en estado puro. Si esa energía no proviene de fuentes renovables no se tratará de “hidrógeno verde”, y se habrán generado emisiones contaminantes indirectamente en el proceso de obtención de dicho hidrógeno.
- Autoencendido. Puede disminuir notablemente el rendimiento del motor e incluso producir daños en él.
- Dificultad de almacenamiento. Este es el mayor inconveniente que posee el hidrógeno, ya que, debido a su baja densidad, ocupa un gran volumen y, dado que su punto de ebullición es muy bajo, resulta muy complicada su licuación. Existen varias formas de almacenar hidrógeno. La primera de ellas es licuarlo a muy bajas temperaturas y almacenarlo en tanques criogénicos, pero resulta un proceso muy costoso. La segunda consiste en utilizar tanques con hidruros metálicos, de manera que el hidrógeno forma enlaces débiles con dichos compuestos. Son depósitos muy seguros y con densidades de almacenamiento de hidrógeno incluso mayores que en fase líquida. Por último, el peor sistema de almacenamiento de hidrógeno consiste en su introducción a altas presiones en depósitos de gas. De esta forma los volúmenes necesarios para las bombonas resultan cuantiosamente mayores para almacenar una misma cantidad de hidrógeno, además, estas altas presiones requieren materiales de gran resistencia.
- Falta de infraestructura. Existen muy pocas estaciones de servicio en las que se pueda repostar hidrógeno en las diferentes formas de almacenamiento citadas anteriormente.

3.- EL COCHE DE HIDRÓGENO

3.1.- Historia del coche de hidrógeno

A pesar de la creencia popular de que la tecnología del hidrógeno en la industria automovilística es un invento reciente, en realidad el primer motor de combustión interna de la historia funcionaba con hidrógeno.

En el año 1805, el ingeniero franco-suizo Francois Isaac de Rivaz diseñó el primer motor de combustión interna, en contraposición a los de combustión externa propios de las máquinas de vapor de agua de aquella época. El combustible utilizado en este primer motor de combustión interna alternativo era una mezcla de hidrógeno y oxígeno almacenada en un balón.

El 30 de enero de 1807 patentó su invento en París, y en 1813 presentó el vehículo completo, al que denominó *Gran Silla Mecánica* (Figura 3.1). Esta máquina, de casi seis metros de largo y una tonelada de peso, tenía un cilindro de 1.5 metros de carrera y por cada explosión conseguía avanzar una distancia similar a su longitud a una velocidad de 3 km/h.



Figura 3.1.- Fotografía de la Gran Silla Mecánica de Rivaz

En el año 1860, el ingeniero francés de origen belga Étienne Lenoir inventó un motor de gas de doble acción. El motor trabajaba sin compresión, en lugar de ello la combustión se producía alternativamente por encima y por debajo del émbolo, por lo que disponía de dos entradas distintas de gas, así como dos escapes. Fue el primer motor de la historia en el que la mezcla explosiva se producía en el interior del cilindro. Tres años más tarde, y tras realizar varias mejoras, Lenoir instaló dicho motor en un vehículo al que llamó *Hippomobile* (Figura 3.2).

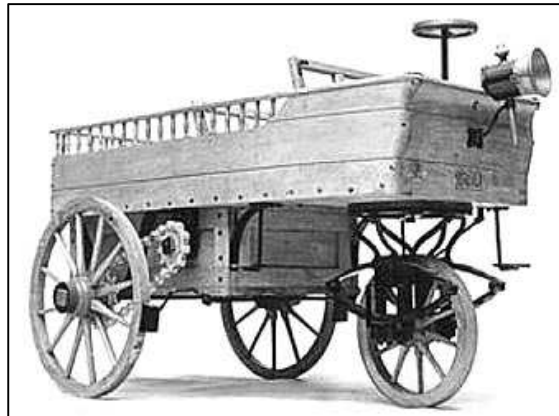


Figura 3.2.- Hippomobile de Lenoir

A pesar de que el motor de combustión interna ya estaba inventado, en aquella época se consideró demasiado ruidoso, aparatoso y lento, por lo que pasaría más de medio siglo hasta que la gasolina y el motor de ciclo Otto se impusieran en la industria del automóvil. Con la llegada del petróleo y sus derivados, el uso del hidrógeno como combustible se vio reducido a casos muy particulares y a experimentos aislados.

Por ejemplo, cabe destacar el uso del hidrógeno durante los años 1930s como combustible en los motores, diseñados por el ingeniero alemán Rudolph Erren, de los Zeppelines, los cuales se llegaron a utilizar como medio de transporte de pasajeros e incluso como arma aérea participando en bombardeos. Otro uso particular del hidrógeno es el llevado cabo por las agencias espaciales, las cuales lo han estado empleando tanto como combustible para los cohetes como para la alimentación de los equipos eléctricos mediante pilas de combustibles.

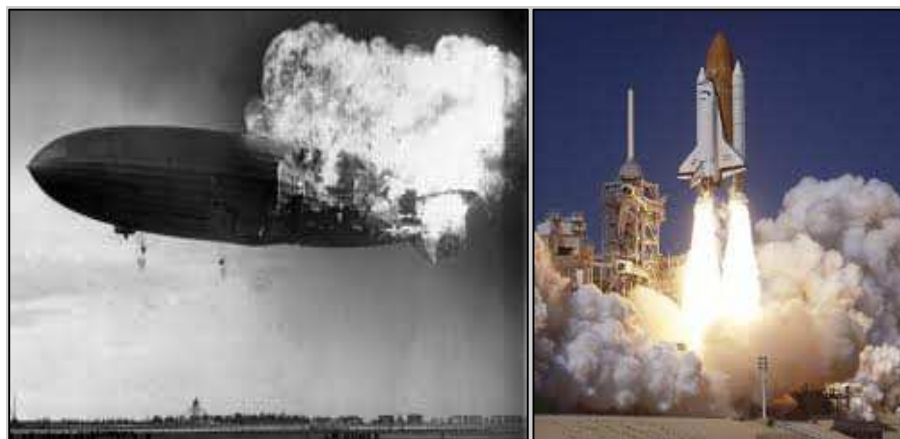


Figura 3.3.- Instantáneas del accidente del Hindenburg y del despegue de un transbordador espacial

No fue hasta finales de los 1990s cuando se volvió a invertir en la tecnología del hidrógeno en la industria del automovilismo, como consecuencia de la preocupación sobre el futuro agotamiento de las reservas de combustibles fósiles en el planeta y por la alta emisión de contaminantes que provoca su combustión.

Numerosas han sido las marcas de fabricantes de automóviles que en los últimos años han empezado a crear grupos de investigación en hidrógeno con el objetivo de desarrollar un vehículo capaz de funcionar con este combustible. Actualmente, varios modelos de coches de hidrógeno han sido presentados por marcas como Mercedes-Benz, Honda, BMW, Volkswagen, etc. Incluso se ha iniciado la fabricación en serie de vehículos a hidrógeno de la mano de la empresa coreana Hyundai con su modelo *Hyundai ix35 FCEV (Fuel Cell Electric Vehicle)*.

3.2.- El motor de combustión interna de hidrógeno

3.2.1.- Introducción

Al hablar de motores de hidrógeno se puede hacer referencia a dos tipos, los de combustión interna, y los basados en células de combustible de hidrógeno, en las cuales la reacción entre el hidrógeno y el oxígeno se lleva a cabo electrolíticamente obteniéndose energía eléctrica como fruto de dicha reacción, por lo que son motores eléctricos.

Los de este último tipo son los que se están instalando en la mayor parte de los modelos que las grandes empresas automovilísticas están sacando al mercado, debido principalmente a su alto rendimiento (aproximadamente del 72% frente al 25% de los de combustión interna). Sin embargo, los costes de producción son muy elevados.

Los motores de combustión interna de hidrógeno, a su vez, se dividen en dos tipos básicos. El primero se trata del motor Wankel, y el segundo, y más empleado, es el de combustión interna alternativo (MCIA) de cuatro tiempos. En los siguientes apartados se realizará una breve descripción de ambos tipos de motores de combustión interna y se citará alguno de los prototipos diseñados por las principales marcas automovilísticas.

3.2.2.- Motor Wankel

Son motores rotativos que han demostrado funcionar bien con hidrógeno debido, principalmente, a la configuración de su cámara de combustión, la cual tiene una alta relación volumen/superficie, lo que favorece la combustión del hidrógeno. Como consecuencia de su diseño, existen menos problemas relacionados con el autoencendido del combustible, lo cual es una gran ventaja que mejora notablemente su funcionamiento. En este tipo de motores es posible el aprovechamiento de la alta temperatura generada con la combustión del hidrógeno, e incluso se está probando en inyectar agua pulverizada que se evapora durante la etapa de ignición y que ejerce presiones muy altas de una forma elástica.

Otra ventaja de los motores Wankel es su alta relación potencia/peso, ya que son muy ligeros en comparación con la potencia que generan.



Figura 3.4.- Interior de un motor Wankel

Sin embargo, existen desventajas importantes, sobre todo en lo que a lubricación se refiere. El aceite empleado para lubricar los sellos se encuentra en contacto directo con la mezcla, por lo que durante la combustión este aceite también se quemará provocando, además de un mayor consumo de este, la emisión de CO₂ y otros contaminantes como NO_x y sulfuros. Otro problema es que a bajas revoluciones se puede producir la inversión del giro del motor si la ignición no se produce en el momento exacto, lo cual puede producir graves daños en el mecanismo.

3.2.3.- Motor de combustión interna alternativo (MCIA)

El otro tipo de motores de combustión interna, en el cual se va a centrar este Proyecto Fin de Carrera, son los de combustión interna alternativos de cuatro tiempos.



Figura 3.5.- Motor de combustión interna alternativo

Su diseño es básicamente el mismo que el de un motor de gasolina convencional, ya que también siguen el ciclo Otto. Por tanto, son mecanismos volumétricos que funcionan a partir de la variación del volumen que se genera en una cámara de combustión, como consecuencia de la evolución de la mezcla aire-combustible en su interior, provocando el movimiento de un pistón guiado por el cilindro del bloque motor. El movimiento alternativo de cada uno de los pistones se transforma en uno circular por medio de mecanismos biela-manivela conectados al cigüeñal, del cual se obtiene el trabajo directamente utilizable (ver [3] y [7]).

Las principales modificaciones a realizar para que dichos motores trabajen también con hidrógeno se centran en el sistema de inyección de combustible, ya que los inyectores de hidrógeno, al igual que todos los inyectores de gas, son considerablemente mayores y suelen estar dispuestos de manera que apunten directamente a las válvulas de admisión. En el capítulo siguiente se detallarán más aspectos técnicos sobre las modificaciones realizadas en el motor en el que se centra el presente proyecto.

Al tratarse de motores de cuatro tiempos, el ciclo completo se produce cada dos vueltas del cigüeñal, durante las cuales se suceden las cuatro carreras del pistón: admisión, compresión, combustión y escape.

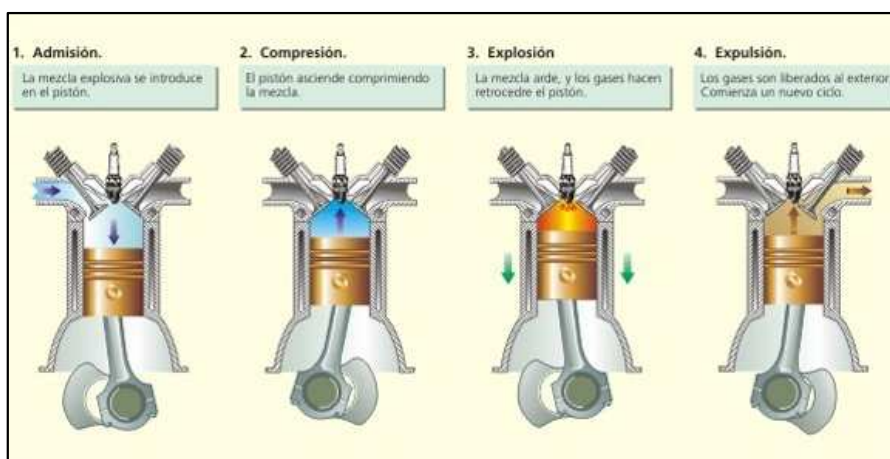


Figura 3.6.- Esquema del ciclo de un motor de combustión interna alternativo

Por el colector de admisión entra al cilindro la mezcla aire-combustible, que se comprime por medio del pistón y, debido a la energía que aporta la chispa de una bujía, se inicia el proceso de combustión que libera la energía química del combustible, a partir de la cual se obtiene el trabajo mecánico en el cigüeñal. Una vez realizado el ciclo los productos de la combustión salen al exterior por el colector de escape.

Debido a esta configuración, permiten aprovechar algunas de las características del hidrógeno como combustible comentadas en el capítulo anterior, tales como la alta velocidad de llama en flujo laminar o el alto número de octanos efectivo. La alta velocidad de llama en flujo laminar provoca una reducción de las emisiones de NO_x , ya que utilizando hidrógeno como combustible se puede utilizar un mayor rango de dosados con respecto a los utilizados con gasolina y, normalmente, suelen tratarse de mezclas pobres, pudiéndose alcanzar valores de dosados relativos de 0,2.

Una de las principales desventajas de este tipo de motores está relacionada con el autoencendido del combustible, ya que al calentarse la cámara de combustión, y teniendo en cuenta el amplio rango de inflamabilidad del hidrógeno, se puede producir la ignición no controlada de este, también denominada detonación. Además, debido a la alta velocidad de la llama, el tiempo disponible para extinguir la auto-ignición se ve reducido considerablemente. Una de las posibles soluciones a este problema es la refrigeración de la cámara de combustión, pero hasta el momento los resultados obtenidos en las investigaciones no han sido completamente satisfactorios.

Relacionados con el problema anterior existen dos aspectos que dificultan la combustión normal del hidrógeno en los motores de combustión interna: *backfire* y *knock*. El *backfire* ocurre cuando la mezcla fresca se quema antes del cierre de la válvula de admisión, propagándose la combustión por el colector de admisión, mientras que el *knock* se refiere a la auto-ignición de los gases de escape, lo cual puede provocar daños en el motor.

Otro aspecto negativo de la utilización de hidrógeno es que, como consecuencia de la baja densidad del mismo, ocupa gran parte del volumen del cilindro en comparación con el volumen que ocuparía la gasolina necesaria para producir la misma potencia. Por tanto, para un mismo motor, utilizando hidrógeno como combustible se obtendrá menos potencia que si se utilizara gasolina. Por este motivo, los motores de cuatro tiempos diseñados para trabajar únicamente con hidrógeno tienen cilindros mayores que los motores de gasolina.

Alguno de modelos de vehículos con motor de este tipo que se han desarrollado son:

- Mazda RX-8 Hydrogen RE.
- BMW Hydrogen 7
- Mazda5 Hydrogen RE Hybrid
- BMW 750HL V-12 (Figura 3.7)

Este último es un híbrido hidrógeno-gasolina con unas prestaciones excepcionales, ya que, disponiendo de un motor V12 de 204 CV, es capaz de acelerar de 0 a 100 km/h en 9,6 s con una velocidad máxima de 226 km/h y una autonomía de 289 km con 19 litros de H_2 .

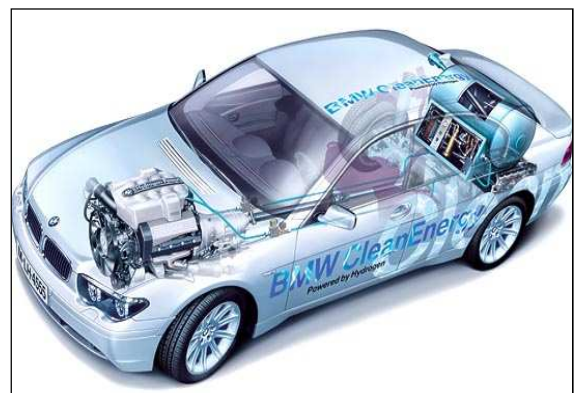


Figura 3.7.- BMW 750 HL V-12

3.3.- Motor Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW

Una de las principales líneas de investigación del Grupo Hidrógeno de la Universidad Pública de Navarra ha sido el desarrollo y puesta en marcha de un motor de gasolina convencional adaptado para funcionar con hidrógeno. Debido a los logros alcanzados en el banco de ensayos, el grupo de investigación ha incorporado dicha tecnología a un turismo convencional del modelo comercial Volkswagen Polo A04, cuyo motor es de combustión interna alternativo (MCIA) de gasolina de 1390 cm³ y una potencia máxima de 59kW.

Se trata de un motor que empezó a fabricarse en 1998 y en el cual Volkswagen ha introducido nuevas medidas de diseño con respecto a otros modelos anteriores, obteniendo una versión más desarrollada. En concreto, los resultados de las nuevas medidas son una reducción del peso y consumo, así como el cumplimiento de las normas más estrictas en lo que respecta a gases de escape de Europa.

El presente proyecto se centra en el estudio de dicho motor adaptado a la tecnología del hidrógeno, cuyas principales características se describen en los siguientes apartados.

3.3.1.- Ficha técnica del motor y curvas características

A continuación se muestra la ficha técnica, en su estado inicial de fábrica, del motor descrito:

Ficha técnica Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW	
Combustible	Gasolina
Potencia máxima CV-kW/rpm	80 - 59 / 5000
Par máximo Nm/rpm	126 / 3850
Situación del motor	Delantero transversal
Número de cilindros	4 en línea
Material del bloque / culata	Aluminio / Aluminio
Diámetro x carrera (mm)	76,5 x 75,6
Cilindrada (cm ³)	1390
Relación de compresión	10,5
Distribución	4 válvulas por cilindro. Doble árbol de levas en cabeza
Alimentación	Inyección electrónica indirecta multipunto

Tabla 3.1.- Ficha técnica del motor en estudio

Prestaciones y consumo Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW	
Velocidad máxima (km/h)	175
Aceleración 0-100 km/h (s)	12,2
Aceleración 0-1000 m (s)	34
Consumo urbano (l/100 km)	8,48
Consumo extraurbano (l/100 km)	5,22
Consumo medio (l/100 km)	6,35
Emisiones de CO ₂ (g/km)	152

Tabla 3.2.- Prestaciones del motor en estudio

Además de las especificaciones anteriormente expuestas, otras características del motor en su estado original se comentan a continuación:

- Sistema de engrase tipo cárter húmedo.
- Aspiración natural del aire de entrada (sin compresor).
- Colector de admisión de plástico y de escape metálico.
- Bloque motor en fundición a presión de aluminio.
- Culata con carcasa de los árboles de levas.
- Válvulas impulsadas por balancines de rodillos.

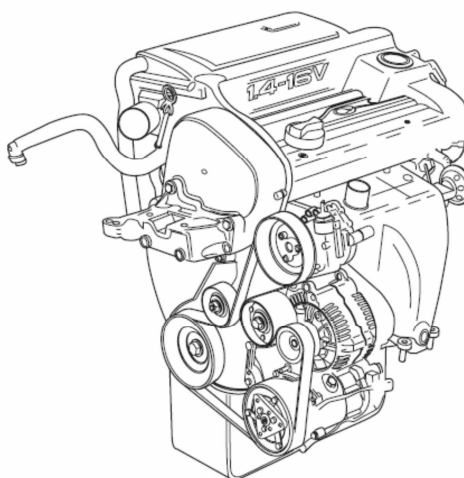


Figura 3.8.- Imágenes del motor VW 1.4 original

Cabe señalar que el motor en estudio está colocado en un banco de ensayos, el cual se encuentra en un recinto de seguridad en el interior del laboratorio de máquinas térmicas “Carlos Sopena”, situado en el edificio de talleres del campus de la UPNa.

A continuación se muestra una gráfica con sus curvas características:

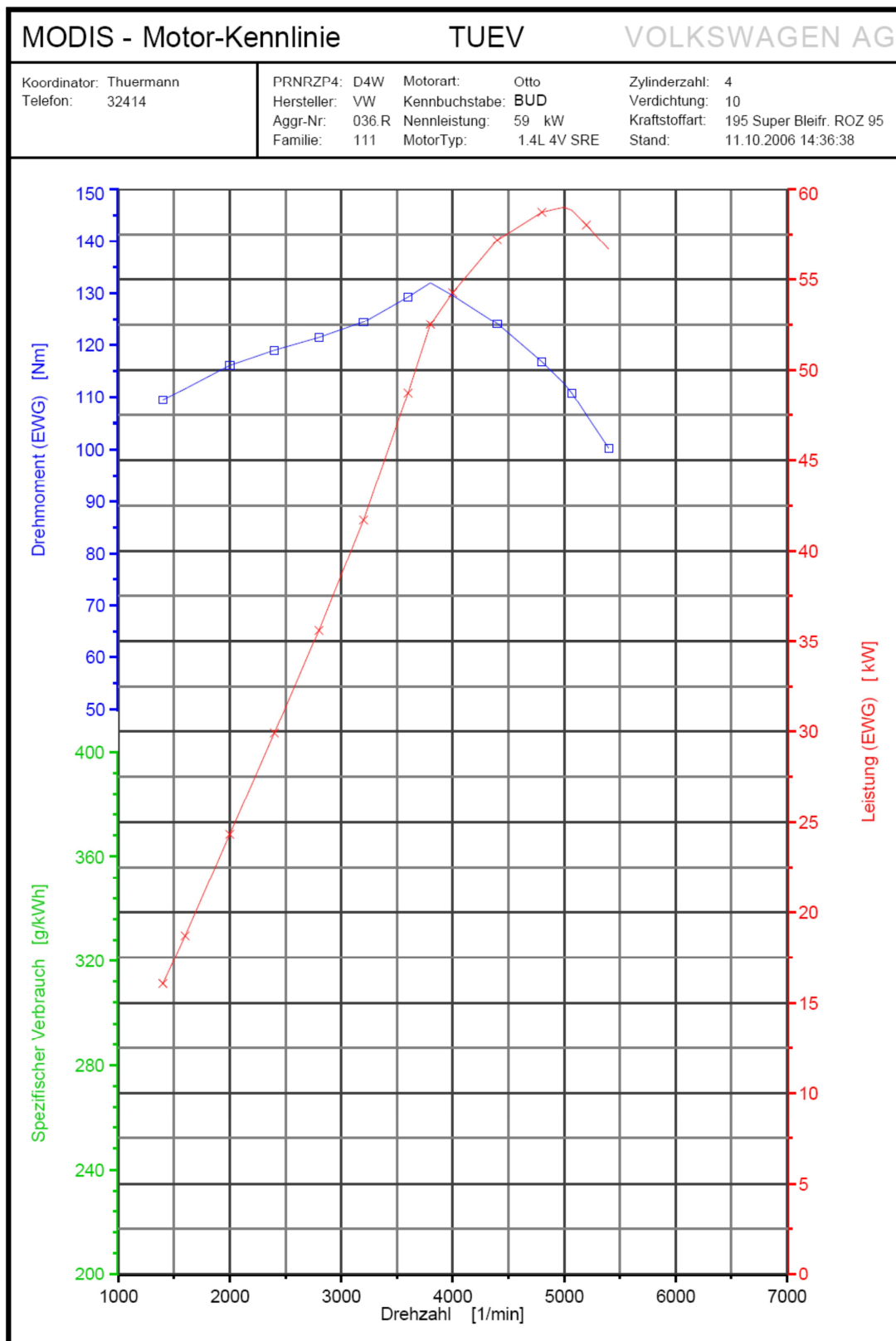


Figura 3.9.- Curvas características del motor en estudio

En la Figura 3.9 se aprecia que la máxima potencia que puede generar este motor son 59 kW, alcanzándose dicho valor a un régimen de 5000 rpm. Por otra parte, la curva de par tiene su máximo a unas 3800 rpm, siendo su valor en dicho régimen igual a 132,5 Nm.

3.3.2.- Colector de admisión

El material del colector de admisión del motor de serie es de plástico de poliamida de alta calidad capaz de resistir, por cortos períodos de tiempo, a efectos del calor de hasta 140°C.

La elección de plástico como material del colector hace que esta pieza resulte un 36% más ligera que su homóloga de aluminio. Sin embargo, como se verá más adelante, se decidió sustituir este colector por otro metálico como consecuencia del uso de hidrógeno como combustible.

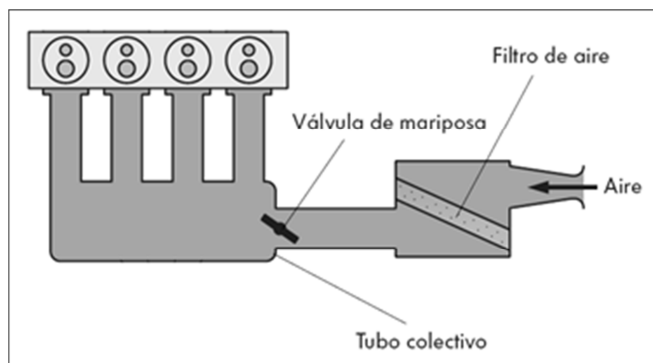


Figura 3.10.- Esquema del colector de admisión

El colector de material plástico, así como el metálico instalado posteriormente, posee una cámara de remanso de la cual parten los cuatro colectores individuales (ver Figura 3.10). Dicha cámara está situada justo después del filtro de aire y la válvula de mariposa, de manera que es allí a donde llega el aire tras la primera estrangulación en la mariposa. A continuación, el aire se distribuye a cada uno de los colectores individuales en función de cuál de ellos se encuentra en la carrera de admisión.

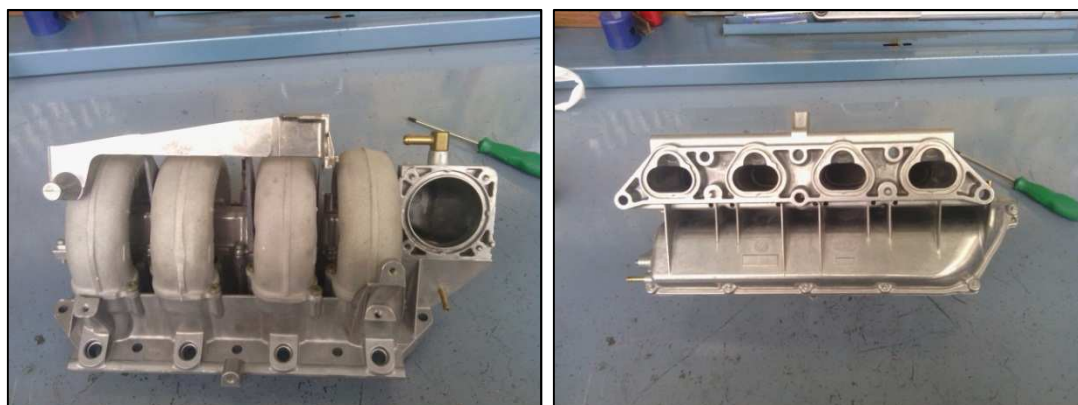


Figura 3.11.- Fotografías del colector de admisión de plástico y del metálico posterior

3.3.3.- Distribución

Los principales parámetros relacionados con la distribución del motor se muestran en la siguiente tabla:

Válvula	Diámetro [mm]	Alzada [mm]	Ángulos de la Distribución	
Admisión	29,50	8,40	AAA	19,1º
			RCA	15,1º
Escape	26,00	8,60	AAE	20,2º
			RCE	15,3º

Tabla 3.3.- Parámetros de la distribución

Los valores de los ángulos mostrados en la Tabla 3.3 han sido medidos respecto de las posiciones extremas del pistón en el cilindro, es decir, respecto de PMS y PMI. También cabe señalar que dichos ángulos se han tomado con una referencia de 1mm desde la posición de reposo de ambos tipos de válvulas, es decir, los ángulos relativos a los avances a la apertura, AAA (avance a la apertura de la admisión) y AAE (avance a la apertura de escape), se han medido tras un desplazamiento de magnitud 1mm en la dirección del eje de las respectivas válvulas en su apertura. Por el contrario, los ángulos del retraso al cierre, RCA (retraso al cierre de la admisión) y RCE (retraso al cierre del escape), han sido medidos cuando faltaba 1mm en la dirección de sus ejes para el cierre de los colectores correspondientes respecto de la cámara de combustión.

El diagrama de distribución, el cual se muestra en la Figura 3.12, pretende mejorar el llenado de los cilindros y disminuir el trabajo de bombeo.

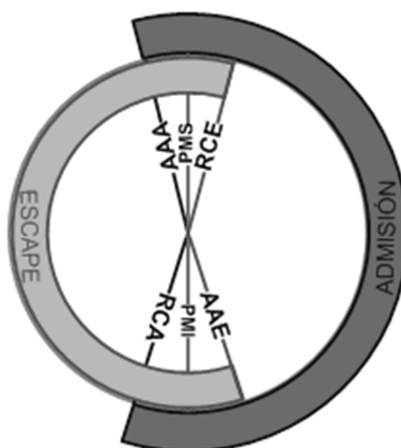


Figura 3.12.- Diagrama de distribución

En lo que respecta a los árboles de levas que accionan las válvulas, éstos están alojados en la culata y protegidos por la carcasa del árbol de levas. Dichos árboles se encuentran dispuestos longitudinalmente en la carcasa y se apoyan en tres cojinetes, mientras que el mecanismo de impulsión de las válvulas, compuesto por válvula, balancín flotante de rodillo y elemento hidráulico de apoyo, está alojado en la culata. La impulsión así concebida tiene varias ventajas, entre las que cabe destacar la disminución de los efectos de fricción y el menor número de masas en movimiento, por lo que el motor tiene que aplicar menos fuerza para mover los árboles de levas.

El elemento de apoyo toma el papel de punto de giro para el movimiento del balancín y la leva actúa sobre el rodillo oprimiendo un extremo del balancín hacia abajo, mientras que el otro extremo del mismo es el encargado de accionar la válvula. Dado que el brazo de palanca entre el rodillo y el elemento de apoyo es más corto que entre la válvula y dicho apoyo, se consigue una gran carrera de la válvula con un lóbulo relativamente pequeño en la leva (Figura 3.13).

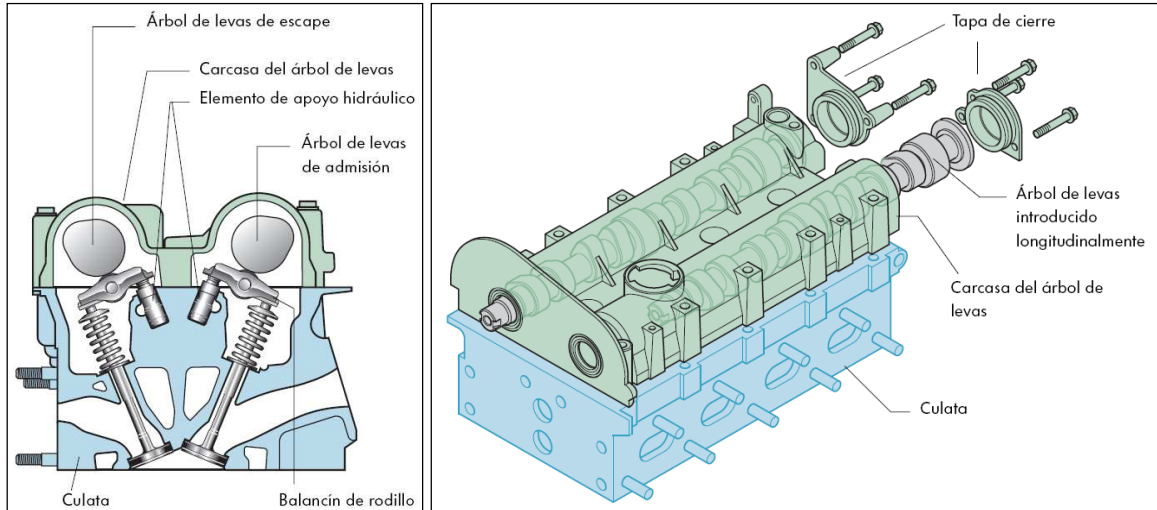


Figura 3.13.- Esquema del sistema de distribución del motor

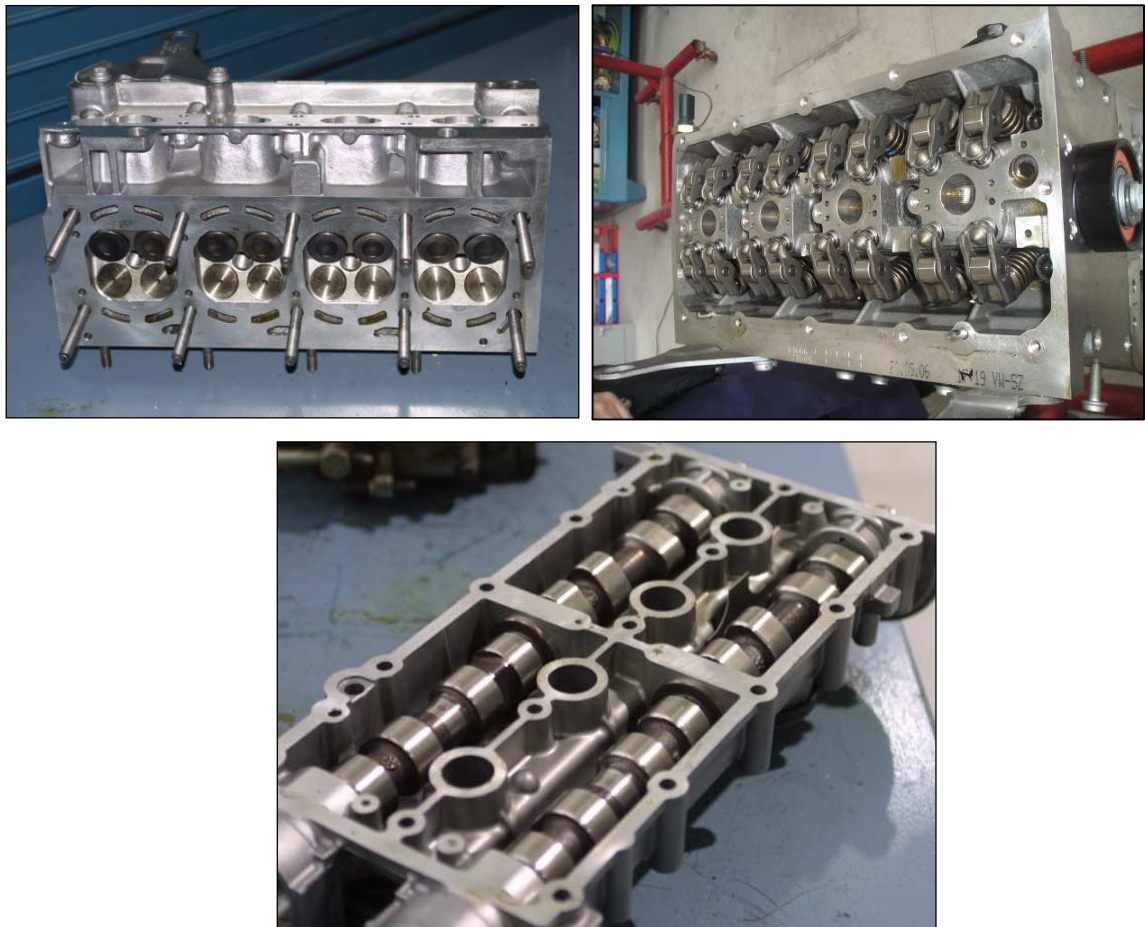


Figura 3.14.- Fotografías de la culata y el árbol de levas

3.3.4.- Transmisión

La culata posee una escasa anchura de diseño, por lo que el mando de la correa dentada se divide en un ramal principal y un ramal derivado. En el primero se acciona la bomba de líquido refrigerante y el árbol de levas de admisión por medio de una correa dentada impulsada desde el cigüeñal, a la vez que un rodillo tensor automático y dos rodillos de reenvío reducen las oscilaciones de la correa dentada (ver Figura 3.15).

El ramal derivado se encuentra montado fuera de la culata y en él se acciona el árbol de levas de escape por medio de una segunda correa dentada impulsada por el árbol de levas de admisión. También en este segundo ramal existe un rodillo tensor automático que reduce las oscilaciones de la correa dentada.

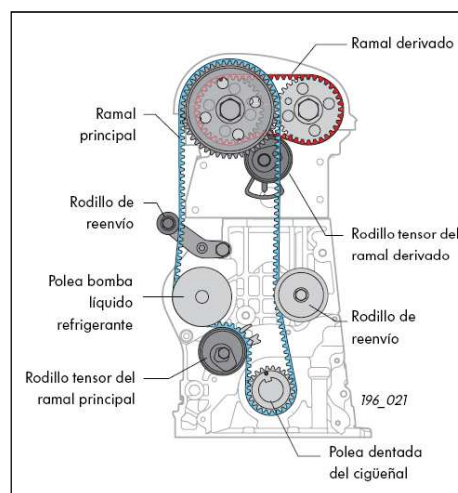


Figura 3.15.- Esquema del sistema de transmisión del motor

3.3.5.- Bloque motor y cigüeñal

Como ya se ha comentado anteriormente, el bloque del motor 1,4 l, 16 V, 59 kW es de fundición a presión de aluminio. Sin embargo, las camisas de los cilindros están fabricadas en fundición gris y van empotradas en la fundición del bloque. Dichas elementos tienen la ventaja de que son mecanizables.

En lo que respecta al cigüeñal, éste ha sido elaborado en fundición gris y posee únicamente cuatro contrapesos (Figura 3.16). Sin embargo, a pesar de este ahorro de peso, el cigüeñal posee las mismas propiedades de funcionamiento que los cigüeñales con ocho contrapesos.

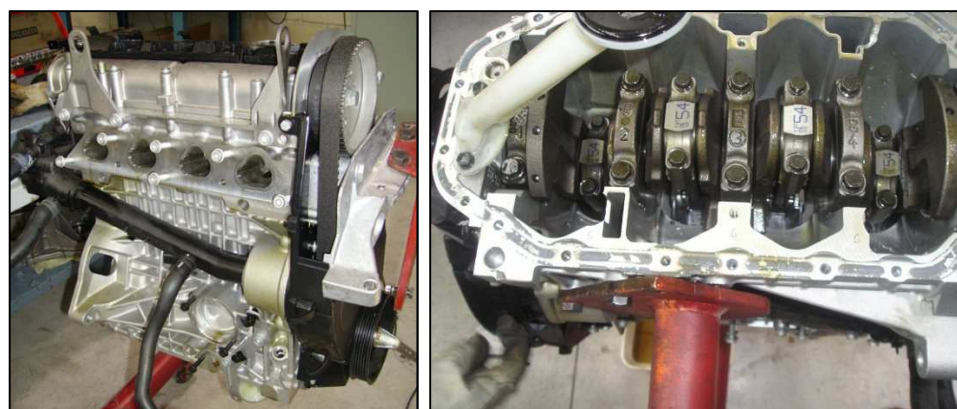


Figura 3.16.- Instantánea del bloque motor con culata y detalle del cigüeñal

3.4.- Adaptación del motor de gasolina para el hidrógeno

Para la adaptación del motor Volkswagen 1.4 de gasolina convencional a la tecnología del hidrógeno fueron necesarias una serie de modificaciones, tanto en el propio motor como en las instalaciones, que se describen en los siguientes apartados.

3.4.1.- Sustitución de inyectores de gasolina por inyectores de H₂

Los inyectores para gasolina de serie no eran válidos para la inyección de combustibles gaseosos, por lo que fue necesaria la instalación de unos nuevos capaces de inyectar este tipo de combustibles.

Se eligieron unos inyectores Quantum, debido a que dicha tecnología es superior a la del resto de diseños existentes, viéndose menos afectados por problemas de fallos prematuros en la aplicación de gas seco, obstrucción de orificios e insuficiencia de capacidad de gestión de flujo para los motores de altas prestaciones.

El tamaño de estos, como la gran mayoría de los inyectores de gas, es bastante superior al de los propios de gasolina convencionales. Además, el orificio de inyección del gas tiene forma troncocónica, de manera que favorece la difusión de hidrógeno en el aire.

Antes de su instalación se realizaron una serie de ensayos y se fabricó un driver para el inyector. La hoja de características de estos elementos se encuentra en el Anexo I del presente proyecto.

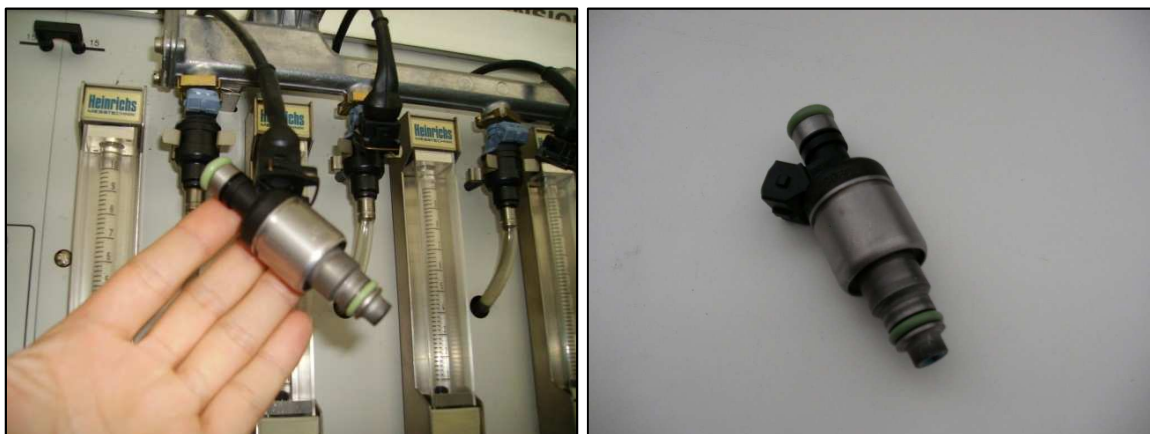


Figura 3.17.- Detalle de los inyectores Quantum instalados

3.4.2.- Colocación de los nuevos inyectores en el colector de admisión

Como consecuencia del mayor tamaño de los nuevos inyectores frente a los originales, fue necesaria la mecanización de los asientos de los inyectores del colector de admisión. Además, como ya se ha comentado, se procedió a la sustitución del colector de plástico original por otro metálico compatible en materia de seguridad. Este nuevo colector también es un diseño del consorcio Volkswagen, pero es la empresa italiana Magneti Marelli la encargada de fabricarlo.

Como consecuencia de que los pulsos de la inyección provocaban un retroceso en los inyectores, fue necesaria la fabricación de unas piezas de sujeción para los nuevos inyectores. Estos elementos se aprecian en la Figura 3.18 mostrada a continuación.



Figura 3.18.- Fotografías de la instalación de los inyectores de gas

3.4.3.- Fabricación e instalación de un acumulador de combustible

La instalación de un acumulador de combustible es necesaria para evitar la caída de presión provocada por la inyección (Figura 3.19). El instalado en este motor es de acero inoxidable y, por su diseño, permite una caída máxima de presión de 0,1 bar.

El acumulador ya instalado se muestra en la Figura 3.19, donde se aprecian las líneas de alimentación y retorno (utilizada en caso de emergencia en el barrido con N₂) y los conductos de gas que llevan el combustible hasta los inyectores.

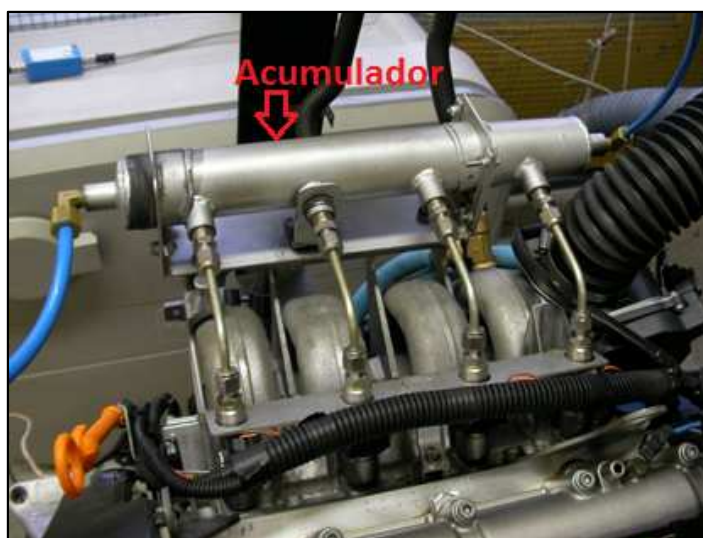


Figura 3.19.- Detalle del acumulador de combustible fabricado

3.4.4.- Instalación de un sistema de alimentación

Además de las modificaciones oportunas en el motor, fue necesaria la instalación de un sistema de alimentación de hidrógeno, así como de los correspondientes sistemas de detección y seguridad.

El sistema de alimentación dispone de dos circuitos, uno de hidrógeno y otro de nitrógeno. El de nitrógeno es de seguridad, ya que el N₂, por tratarse de un gas inerte, se utiliza para la realización del barrido de la línea de hidrógeno en caso de emergencia, evitando de esta manera la remanencia de H₂ en la línea de admisión.



Figura 3.20.- Celda de alimentación de hidrógeno y nitrógeno

Ambas bombonas, la de hidrógeno y la de nitrógeno, se encuentran en el exterior de la sala del motor y alimentan el sistema con una presión de 200 bares. La línea de admisión está formada por tubos de acero inoxidable que, a través de electroválvulas y manorreductores, alimentan de combustible a la sala del motor.

Como elementos de seguridad se dispone de dos sensores TQ122 electroquímicos de hidrógeno, situados uno justo encima del motor y otro sobre la línea de alimentación, capaces de detectar concentraciones de hidrógeno muy por debajo del límite inferior de inflamabilidad del hidrógeno en aire. Estos sensores están conectados a una unidad de control TQ4000 que indica la concentración de hidrógeno y que cuenta con dos niveles de alarma, de manera que ante valores de hidrógeno detectado superiores a un umbral, salta la alarma y es preciso realizar el purgado.



Figura 3.21.- Sensores de hidrógeno de la celda y control de alarmas

Otro elemento de seguridad instalado en el sistema es una válvula antirretorno situada justo después del acumulador de combustible, la cual, en el caso de que se produzca *backfire*, evita que la llama se extienda por toda la línea.

3.5.- MoTeC M400

3.5.1.- Introducción

El motor original disponía de una ECU (*Electronic Control Unit*) de serie de modo que, haciéndolo funcionar con gasolina y mediante la utilización de un sistema de adquisición de datos, se pudieron obtener una serie de mapas de inyección y encendido para este combustible.

Para poder hacer funcionar el motor también con hidrógeno fue necesaria la sustitución de la ECU original por otra ECU programable MoTeC M400 (Figura 3.22). El funcionamiento simultáneo de ambas ECUs en forma paralela no era apropiado como consecuencia de la existencia de interferencias entre ambas, por lo que se debía proceder a la desconexión de una de ellas cuando la otra estaba operativa.

Así, con los datos obtenidos con la ECU original, fue posible la programación de la MoTeC y la creación de unos nuevos mapas de inyección y encendido para el funcionamiento del motor tanto con gasolina como con hidrógeno.

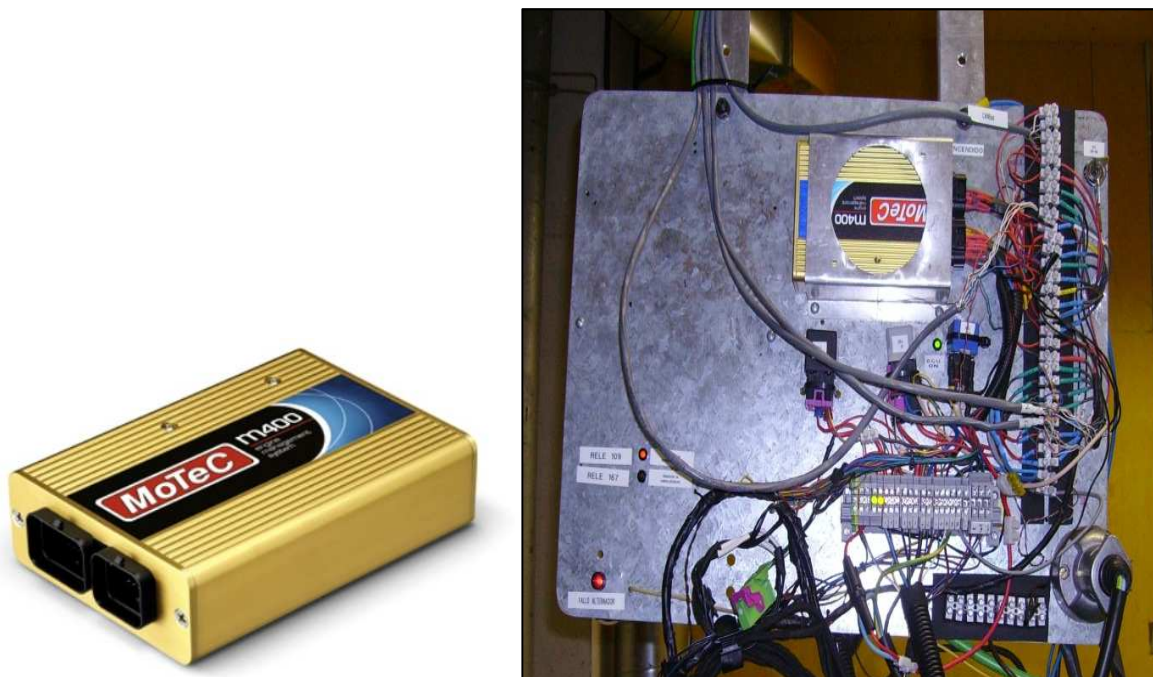


Figura 3.22.- Imágenes de la ECU programable MoTeC M400 instalada

Con los nuevos mapas creados para la ECU programable se consigue un funcionamiento aceptable del motor con el nuevo tipo de combustible. Sin embargo, como se verá en el apartado de deficiencias de la MoTeC, esta nueva ECU comercial tiene una serie de limitaciones que impiden la realización de un control óptimo del motor, especialmente en el ralentí. Por lo que es necesaria la construcción de una alternativa de control en tiempo real.

Como ya se ha comentado en el Capítulo 1, el objetivo de la creación de la nueva línea de investigación, en la cual este proyecto pretende dar los primeros pasos con el objetivo de allanar el camino para los futuros trabajos, es el desarrollo de unas leyes de control que permitan un funcionamiento más eficiente del motor, tanto a medias y plenas cargas como al ralentí, cuando éste funciona tanto con gasolina como con hidrógeno.

3.5.2.- Sensores y actuadores

La unidad programable MoTeC M400 recibe las señales de los parámetros del motor a través de varios sensores colocados en diferentes partes del mismo y, tras aplicar los algoritmos internos oportunos, realiza acciones por medio de los actuadores.

En este apartado se va a realizar un pequeño resumen de cuáles son los principales sensores y actuadores conectados a la MoTeC.

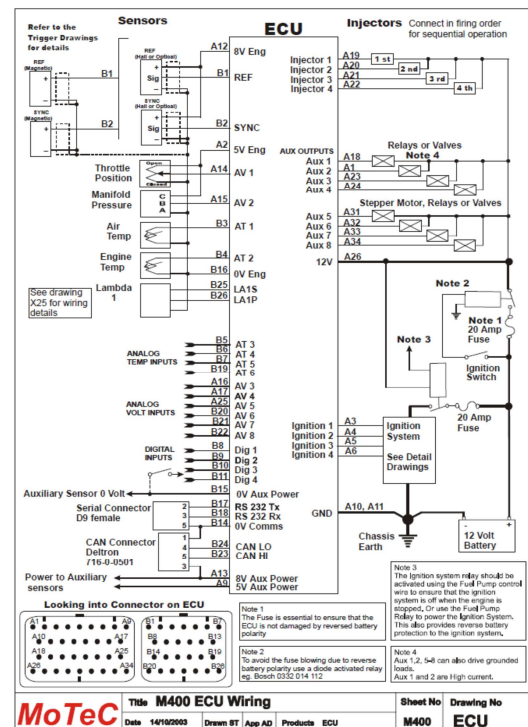
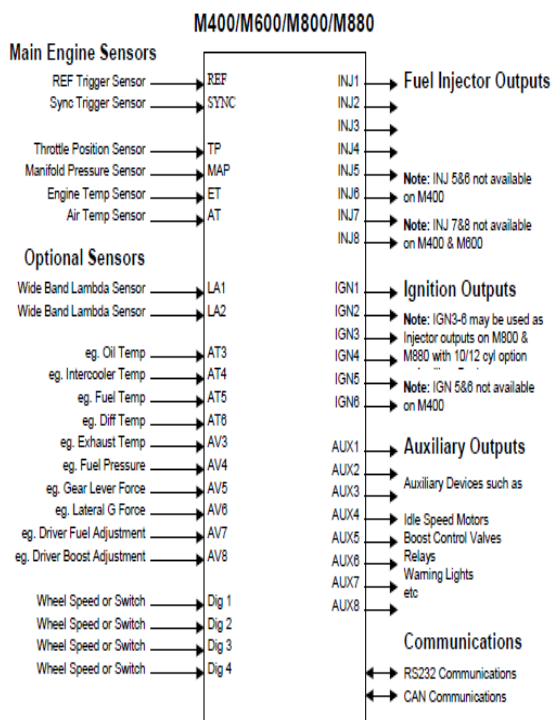
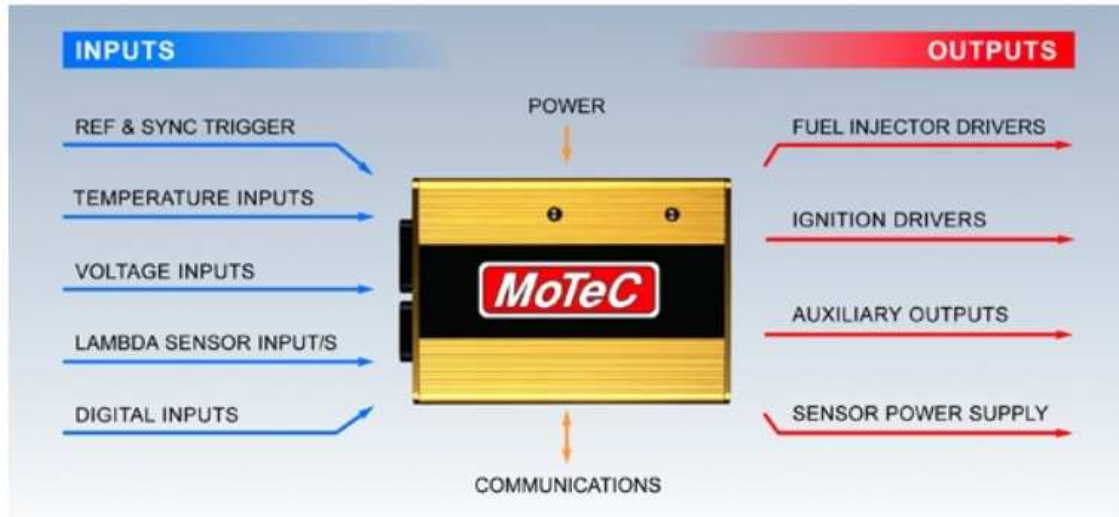


Figura 3.23.- Esquemas de los Inputs y Outputs (entradas y salidas) de la ECU MoTeC M400

Nota: Los esquemas de las conexiones de los elementos eléctricos del motor a la unidad programable MoTeC M400 tanto para gasolina como para hidrógeno como combustible aparecen en el Anexo I del presente proyecto.

- Sensor de régimen o sensor de cigüeñal

Se trata de un sensor de tipo Hall cuyo objetivo es determinar la posición exacta en la que se encuentra girando el motor, y por tanto, su velocidad. La señal de salida del sensor es cuadrada de tipo ON/OFF, por lo que puede procesarse directamente por la unidad de control digital.

El sensor de efecto Hall se basa en la influencia de un campo magnético sobre un semiconductor, de manera que se polariza magnéticamente, y de forma alternativa, una rueda generatriz incrustada en el soporte del retén del cigüeñal. Dicha rueda tiene una marca de referencia del punto muerto superior (PMS) que se trata de dos polos norte más anchos (Figura 3.24).

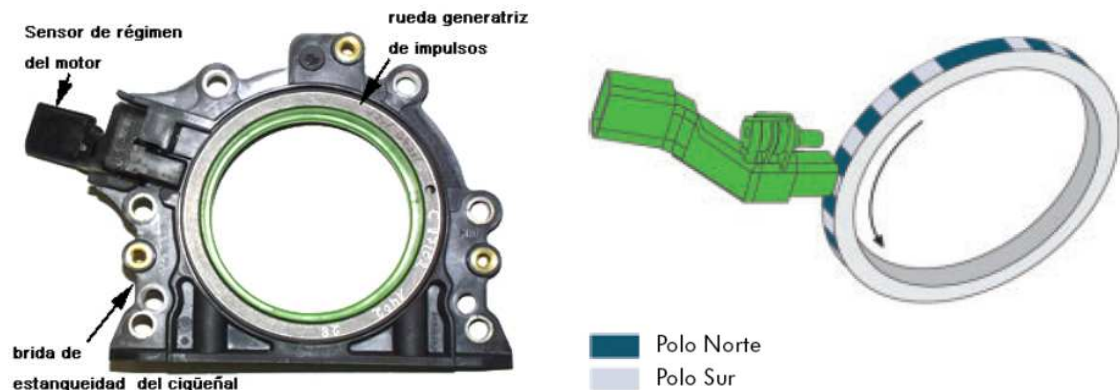


Figura 3.24.- Imágenes del sensor de régimen

- Sensor del árbol de levas

Este sensor también es conocido como sensor de identificación de cilindros, y se utiliza, junto con el sensor del cigüeñal, para determinar el momento de la inyección de combustible para cada cilindro.

Al igual que el sensor anterior, también se trata de un sensor de tipo Hall, por lo que la señal de salida del mismo será de tipo cuadrada. El sensor de posición de levas consiste en cuatro dientes correspondientes a cada uno de los cilindros en el orden 1, 3, 4, 2. A medida que el motor gira, el sensor envía una señal a la unidad de control para determinar secuencia de pulsos de inyección.

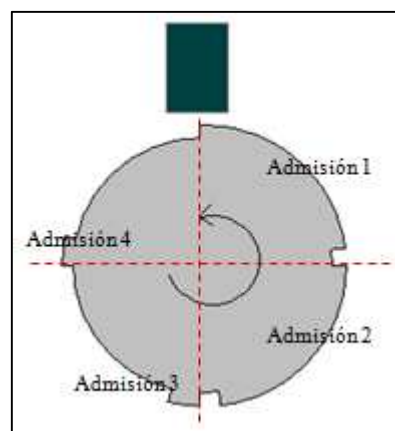


Figura 3.25.- Disposición de los dientes de las levas

- Sensor de mariposa

El sensor de posición de mariposa (Figura 3.26), o TPS por sus siglas en inglés Throttle Position Sensor, se trata de un potenciómetro (resistencia variable lineal) alimentado con una tensión de 5V que varía la resistencia proporcionalmente por el efecto causado por dicha señal.

Dado que la válvula de mariposa también debe de ser controlada, y no sólo medida su posición, es necesario asociarla a la posición del pedal del acelerador. La configuración debe ser tal que cuando la mariposa esté en la posición cerrada equivalga al pedal sin pisar, y cuando esté totalmente abierta el pedal esté pisado a fondo. Por temas de seguridad y minimización de errores existen dos sensores, tanto para la mariposa como para el pedal del acelerador.

Dado que los sensores son lineales, existe una expresión lineal que relaciona la tensión reportada con el ángulo de apertura de la mariposa y la posición del pedal, donde el mínimo corresponde a 0° y 0 V, y el máximo a 90° y aproximadamente 5V.



Figura 3.26.- Detalle del sensor de mariposa

- Sensor de presión MAP (Manifold Absolute Pressure)

En el sensor de la presión en el interior del colector de admisión (MAP) existe un chip de silicio, de manera que a un lado del chip existe una presión de referencia y al otro la presión que se quiere medir. La presión de referencia para el sensor de la MAP es un vacío perfecto.

Así, como consecuencia de las variaciones de la presión, el chip de silicio se flexiona y cambia su resistencia eléctrica. Este cambio de resistencia modifica la señal de tensión. El sensor se alimenta a un voltaje de 5V y presenta una respuesta lineal entre la MAP y la tensión.

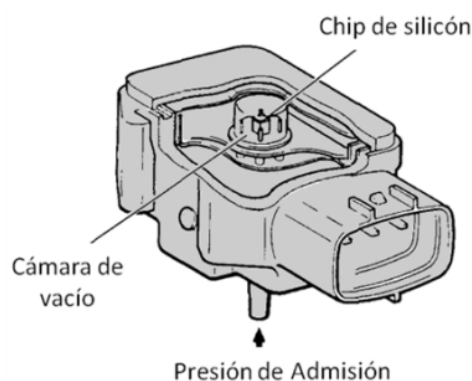


Figura 3.27.- Imagen de un sensor de presión de admisión

- Sensor de temperatura del aire

El sensor de temperatura del aire del colector de admisión está integrado en el correspondiente a la presión absoluta (MAP) escrito anteriormente. Se trata de un sensor NTC (Negative Temperature Coefficient), por lo que cuanto mayor sea la temperatura, menor será la resistencia del dispositivo. Su tensión de alimentación es de 5V, y el valor nominal de la resistencia a 20°C es de 2200Ω.

- Sensor lambda

Se trata del sensor *Bosch LSU 4.9* (Figura 3.28) y está colocado en el colector de escape del motor. Mide la cantidad de oxígeno y el valor de lambda (λ) de los gases de escape. Posee una célula de ZrO_2 de corriente limitante con calentador integrado, y el módulo conector tiene una resistencia de corte. Su hoja de características está incluida en el Anexo I.



Figura 3.28.- Fotografía del sensor lambda

Señalar que, además del sensor lambda, también se dispone de un caudalímetro de combustible el cual no está conectado a la ECU, pero que será utilizado a lo largo del presente proyecto, obteniendo la señal de dicha señal directamente de la tarjeta NI-DAQ.

En lo que respecta a los actuadores de la MoTeC M400, a continuación se realiza una breve descripción de los principales:

- Inyectores

Proceden a la inyección del combustible en el momento y cantidad que la ECU les ordene. Como ya se ha comentado anteriormente, los inyectores para el hidrógeno son distintos a los de gasolina, así como los tiempos y momentos de inyección. En concreto, los inyectores de hidrógeno son de la marca Quantum (ver Figura 3.29).



Figura 3.29.- Inyector de gas Quantum

- Bobinas de encendido

Las bobinas se encargan de generar el voltaje necesario en las bujías para que salte la chispa y se produzca la ignición del combustible. La bobina eleva la tensión normal de a bordo (12 V) alrededor de 1000 veces para permitir que se produzca el arco eléctrico que hace que salte la chispa. El momento exacto en el que debe producirse la chispa viene dado por el avance al encendido que la ECU ha calculado.



Figura 3.30.- Detalle de las bobinas de encendido del motor

3.5.3.- Deficiencias de la MoTeC y necesidad de una alternativa

Como ya se ha comentado anteriormente, el motor gobernado por la unidad programable MoTeC M400 es capaz de funcionar tanto con gasolina como con hidrógeno. Sin embargo, para este último caso no lo hace en condiciones óptimas.

El principal inconveniente que impide que esta ECU sea capaz de controlar el sistema de manera más eficiente es su arquitectura cerrada, ya que al realizar el control en lazo cerrado no permite modificaciones importantes de los parámetros fundamentales.

Uno de los estados en los que la utilización de esta ECU ofrece unos resultados menos satisfactorios es el ralentí, ya que no se ha logrado la realización de un control adecuado para el mismo. De hecho, se ha comprobado que cuando el motor se encuentra en regímenes de ralentí el control que la MoTeC realiza sobre la válvula de la mariposa no es el adecuado, ya que no encuentra un estado estacionario y la válvula está constantemente oscilando con un movimiento fibrilatorio.

Es necesario pues el desarrollo de un sistema de control propio en lazo abierto que permita un mayor margen de modificación sobre los parámetros del motor con el fin de optimizar, o en su defecto mejorar, el funcionamiento del motor cuando éste funciona con hidrógeno, sin empeorar el mismo en el caso de que se trabaje con gasolina. En concreto el estudio se centrará en el ralentí.

El siguiente paso al desarrollo de las leyes de control es su implementación, para lo cual se prevé utilizar la plataforma LabView de National Instruments.

Sin embargo, el presente proyecto se limitará a facilitar la futura realización de dicho control, y no se llevará a cabo en el mismo el diseño de las estrategias de control ni la implementación en tiempo real de las mismas. Tal y como se ha comentado en el apartado de objetivos del proyecto, lo que se pretende en este trabajo es la obtención de un modelo dinámico que se ajuste al comportamiento real del sistema cuando éste funciona con hidrógeno.

Para lograr dicho objetivo hay que seguir dos caminos que van de la mano. Por un lado, es necesario el desarrollo de un modelado teórico capaz de captar la dinámica del sistema, y que pueda ser testado mediante la construcción de un simulador. Y por otro lado, se debe realizar una tarea de identificación de la dinámica del sistema mediante el análisis de las respuestas que se obtienen ante unas entradas determinadas. Ambos caminos deben de confluir en la determinación de las funciones de transferencia que definen la dinámica del sistema. En capítulos posteriores se definirá en detalle ambas vías de estudio.

4.- CAPTURA Y REPRESENTACIÓN DE DATOS

4.1.- LabView

En un principio, la herramienta computacional con la que se pretendía realizar la captura y representación de las señales emitidas por los sensores colocados en el motor era el programa LabVIEW™, de National Instruments [14].



Figura 4.1.- Logotipo del programa LabView de National Instruments

Dicho programa presenta varias ventajas, ya que permite tanto la monitorización de las señales del sistema como el control del mismo en tiempo real. La programación con LabVIEW™ resulta muy sencilla ya que, en lugar de utilizar el lenguaje C tradicional, emplea un lenguaje de programación visual gráfico (lenguaje G). Así, es posible la creación de instrumentos virtuales de una forma relativamente rápida sin necesidad de poseer conocimientos avanzados de programación.

Para la captura de los datos se utilizó una tarjeta de adquisición de datos NI-DAQ con tres módulos, de ocho canales cada uno, los cuales permitían la obtención de valores de tensión de los principales sensores y actuadores del motor, así como de otras señales adicionales como el par motor, caudalímetros, etc. De esta forma, utilizando LabVIEW™ se procedió a la creación de un programa para la captura, monitorización y guardado de datos, cuyo panel frontal se muestra en la Figura 4.2, capaz de monitorizar los datos adquiridos de la tarjeta en tiempo real a la vez que éstos iban siendo guardados en un archivo para su posterior análisis.

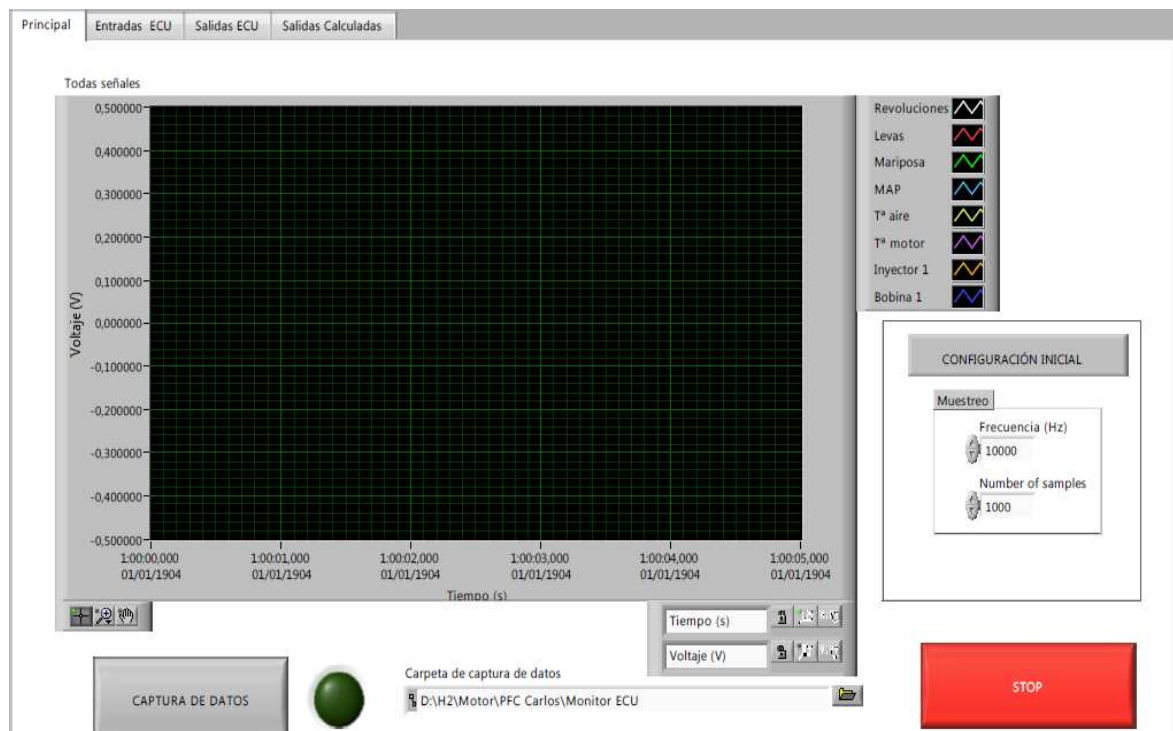


Figura 4.2.- Panel frontal del programa creado con LabView

El diagrama de bloques correspondiente a dicho programa se encuentra en el Anexo I del presente proyecto.

Sin embargo, a pesar la realización de este programa de captura y monitorización de datos, éste no fue utilizado en los posteriores enayos realizados sobre el motor, debido a que el propio software de la unidad programable MoTeC M400 dispone también internamente de un *Data Logger* que permite registrar y monitorizar todos los datos de una manera más sencilla. Por tanto, la idea de utilizar el programa creado con LabVIEW™ fue desechada.

Cabe señalar que, aunque dicho programa no se haya utilizado en el presente proyecto, es muy probable su utilización en fases posteriores de la investigación, y más concretamente, en la fase de implementación de las leyes de control, cuando la ECU programable haya sido desconectada y no se pueda utilizar su software. Para entonces será necesaria, no sólo una tarjeta de adquisición de datos, sino también otra para la emisión de señales.

4.2.- MoTeC Software

Como ya se ha comentado, la ECU programable MoTeC M400 dispone de un software para poder programarla fácilmente y con el que sea posible la realización de la captura y representación de datos. Éste software, a su vez, se divide en dos módulos principales: *MoTeC ECU Manager* y *MoTeC Interpreter*.

El primero de los módulos está diseñado para la instalación, puesta a punto y el diagnóstico del sistema de gestión del motor. El ajuste puede realizarse mientras la ECU está conectada, o con ésta desconectada. El módulo *MoTeC ECU Manager* (Figura 4.3) proporciona la capacidad de controlar los principales parámetros de un motor de ignición en los diferentes estados de funcionamiento del mismo. Concretamente, con este software es posible la creación de los mapas de encendido e inyección que optimizan el funcionamiento del motor, así como la realización de la calibración de los sensores.

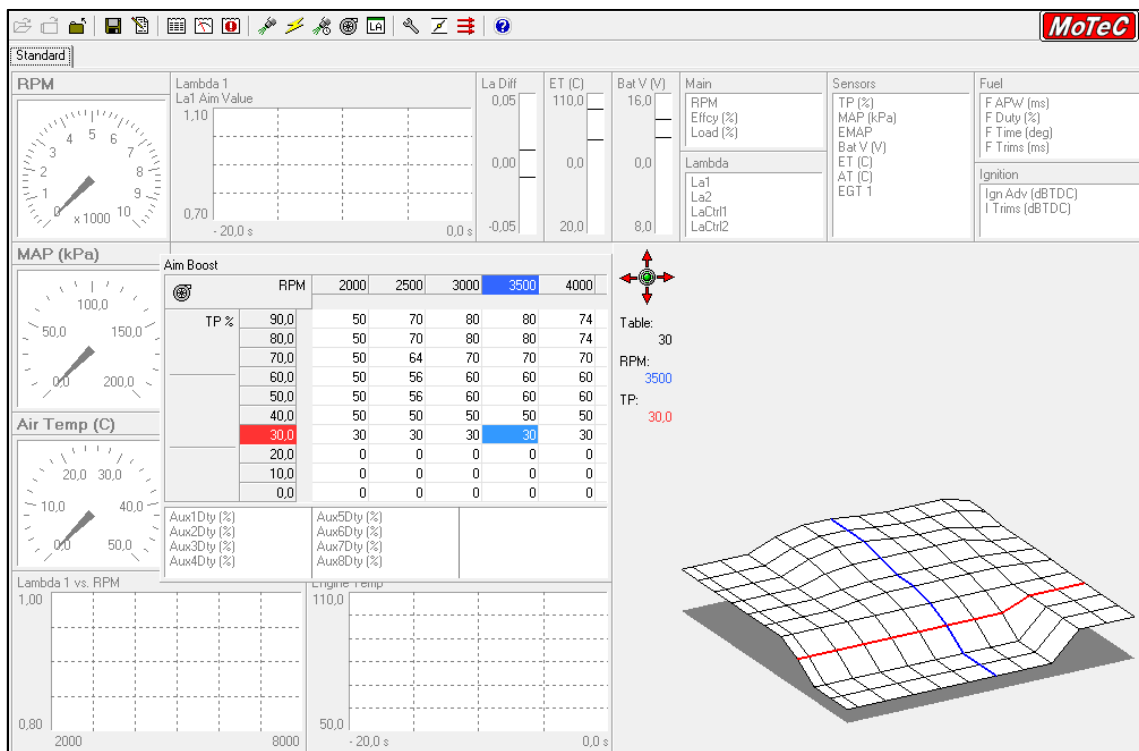


Figura 4.3.- Panel de operación del módulo MoTeC ECU Manager

Con *MoTeC ECU Manager*, es posible la visualización de las lecturas de los sensores del motor y del estado de funcionamiento, así como de la configuración de salida, compensaciones y errores del diagnóstico. Otra operación importante que realiza este módulo es la grabación en la memoria interna del sistema de los datos recibidos de los sensores y de los principales parámetros operativos (RPM, tiempo de inyección, avance al encendido,...).

Una vez guardados los datos obtenidos de las señales, es cuando se necesita la utilización del segundo módulo del software de la MoTeC M400, el denominado *MoTeC Interpreter*. Este software es capaz de monitorizar los datos, registrados anteriormente en la memoria interna del sistema mediante *MoTeC ECU Manager*, y proporciona herramientas avanzadas para el análisis de dichos datos de una forma rápida y eficiente. Algunas de tales herramientas pueden realizar estudios estadísticos sobre las señales, o incluso aplicar un filtrado programable para reducir los efectos del ruido, avisando mediante alarma de posibles señales falsas o poco fiables para el posterior diagnóstico. Los datos recogidos del registro interno de la ECU pueden ser representados de forma numérica o gráfica, de manera que se pueden evaluar fácilmente los parámetros que rigen el funcionamiento del motor.

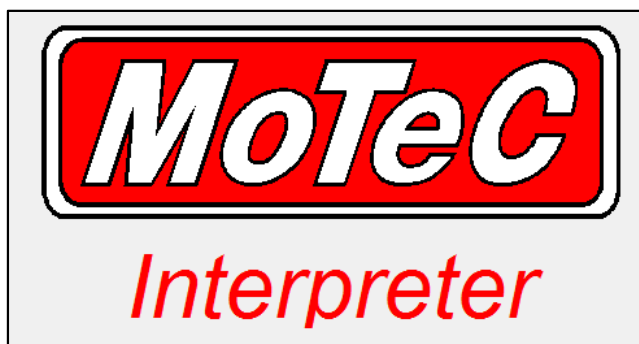


Figura 4.4.- Logotipo del módulo MoTeC Interpreter

La principal ventaja de este software frente al creado con LabVIEW™, como se ha comentado anteriormente, es que permite monitorizar de una manera muy práctica las señales de los sensores del motor, así como otros parámetros como el tiempo de inyección, de cuyos datos dispone debido a que accede a los mapas de inyección y encendido programados anteriormente con el módulo *MoTeC ECU Manager*. Además, se pueden aplicar numerosas técnicas de análisis avanzado a los datos representados.

Con *MoTeC Interpreter* la manipulación de los monitores en los que se representan las señales y el análisis de las mismas resultan más sencillos que con el programa creado con la plataforma LabVIEW™. Entre otras cosas, permite ver numéricamente los valores de todas las señales representadas gráficamente al mismo tiempo que se mueve el cursor a lo largo de la gráfica en la que se encuentran representados, lo cual resulta muy práctico y cómodo a la hora de trabajar con los datos para su posterior análisis. Por tanto, debido a las numerosas ventajas que presenta este software frente al desarrollado con LabVIEW™, se consideró oportuno utilizarlo para la captura, monitorización y guardado de los datos recibidos de los sensores del motor.

En la Figura 4.5 se expone un ejemplo de la monitorización de varias señales (posición de la mariposa, tiempo de inyección, revoluciones, lambda y presión de admisión) con *MoTeC Interpreter*, de manera que se representan en distintas gráficas y con diferentes escalas con el fin de facilitar el análisis de cada una de las señales por separado.

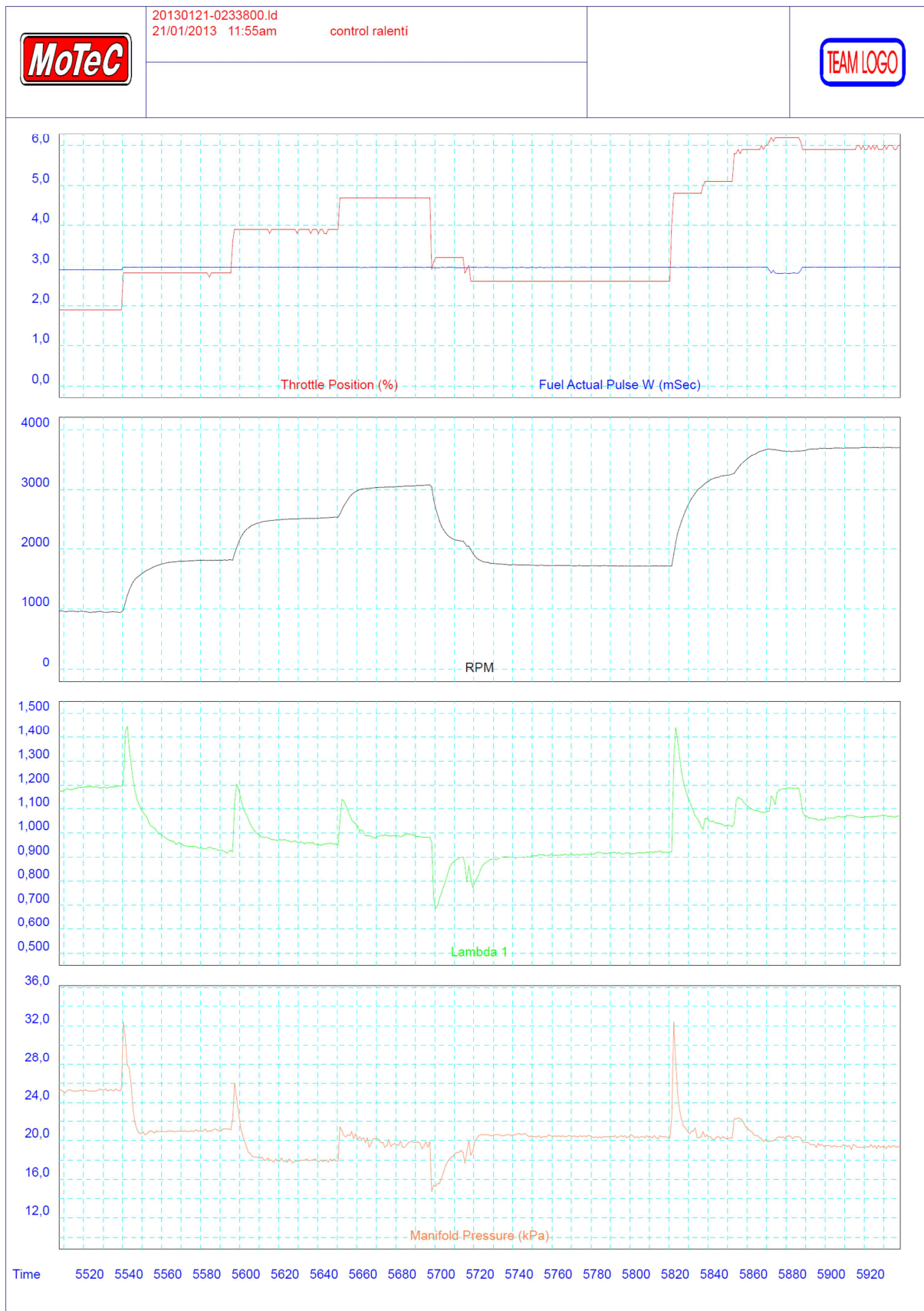


Figura 4.5.- Monitorización de un ensayo con MoTeC Interpreter

5.- MODELADO DEL MOTOR

Para el diseño de un controlador es precisa la realización previa de un modelado del sistema que se quiere controlar, ya que de esta forma es posible una mejor comprensión de los fenómenos físicos y químicos que hacen que el sistema se comporte de una manera determinada u otra. Pero el modelado de un sistema, por encima de todo, es necesario para posibilitar la posterior simulación del funcionamiento del mismo con anterioridad a su implementación en el sistema real. De esta forma, es posible la optimización del funcionamiento del controlador sin poner en riesgo la integridad del equipo real.

Para proceder a la realización del modelado de un motor hay que diferenciar los diversos subsistemas que conforman el sistema global y modelarlos por separado.

Los dos subsistemas en los que se divide el sistema del motor de combustión interna alternativo (MCIA) en estudio son:

- **Subsistema del aire o subsistema del colector de admisión**
- **Subsistema mecánico**

El modelado que se realiza a continuación está claramente orientado al control, ya que se modela con el fin de obtener una precisión razonable, pero con una baja complejidad computacional. A su vez, se indica claramente los parámetros dependientes del tiempo para facilitar el estudio de la dinámica del sistema.

5.1.- Parámetros fundamentales

Antes de proceder con el modelado del motor, es conveniente la realización de una breve descripción de los parámetros de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) que se utilizarán en los posteriores apartados del presente proyecto (ver [9]). Los principales se listan a continuación:

- **Punto Muerto Inferior (PMI):** punto muerto mecánico del mecanismo pistón-biela-manivela generado cuando el pistón se encuentra en la posición más alejada de la culata, generando el volumen máximo del recinto de combustión.
- **Punto Muerto Superior (PMS):** punto muerto mecánico del mecanismo pistón-biela-manivela generado cuando el pistón se encuentra en la posición más cercana a la culata, generando el volumen mínimo del recinto de combustión (volumen de la cámara de combustión).
- **Carrera, S :** recorrido del pistón entre el punto muerto superior, PMS, y el punto muerto inferior, PMI.
- **Diámetro, D :** es el diámetro del cilindro.
- **Cilindrada unitaria, V_d :** volumen que hay entre los dos puntos muertos, o el que desplaza el pistón a lo largo de la carrera.
- **Cilindrada total, V_D :** cilindrada unitaria por el número de cilindros.
- **Volumen de la cámara de combustión, V_C :** volumen encerrado entre el pistón y la culata cuando el pistón está en PMS.

- **Volumen total del cilindro, $V_c + V_d$:** volumen encerrado por el pistón, el cilindro y la culata cuando el pistón está en PMI.
- **Relación de compresión volumétrica, r :** cociente entre el volumen encerrado por el pistón, el cilindro y la culata cuando el pistón está en PMI y el volumen de la cámara de combustión. Es decir la relación entre el volumen total del cilindro y el de la cámara de combustión:

$$r = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

- **Volumen del colector de admisión, V :** es el volumen, en m^3 , de todo el conducto que se forma desde la posición de la válvula de la mariposa hasta el lugar en el que se encuentran las válvulas de admisión de la culata. Por tanto, este volumen incluye tanto el correspondiente al colector de admisión propiamente dicho como el volumen de la parte de la culata encargada de la admisión aguas arriba de las válvulas de admisión.
- **Régimen de revoluciones, n :** velocidad de giro del cigüeñal expresada en revoluciones por minuto (rpm). También se utilizará la terminología ω_e cuando el régimen se exprese en rad/s refiriéndose a la velocidad angular.
- **MAP, p :** del inglés Manifold Absolute Pressure, es la presión del aire en el colector de admisión del motor, medida en Pa.
- **Dosado absoluto, F :** es el cociente entre la masa de combustible y la masa de aire con la que se alimenta el motor.
- **Dosado estequiométrico, F_e :** es la relación combustible-aire asociada a una combustión ideal en la que se quema completamente el combustible con la mínima cantidad de aire posible.
- **Dosado relativo, F_R :** es el cociente entre el dosado absoluto y el estequiométrico. Si es mayor que 1 la mezcla será rica, si por el contrario es menor que 1, la mezcla será pobre:

$$F_R = \frac{F}{F_e} \quad (\text{Ec. 5.2})$$

- **Lambda, λ :** es la inversa del dosado relativo. Si es mayor que 1 la mezcla será pobre, mientras que si no supera la unidad, la mezcla será rica.
- **Poder calorífico inferior del combustible, H_i :** es la cantidad de calor producido por la combustión teórica y completa de una unidad de masa o volumen de combustible sin que condense el vapor de agua que contienen los productos de la combustión. Como en los MCI la temperatura de los gases de la combustión es muy superior a la del ambiente, no se considera la condensación del vapor de agua, con lo que siempre se utiliza el poder calorífico inferior.
- **Rendimiento volumétrico (de la mezcla):** tal y como se estudia en este proyecto, es la relación entre la masa de mezcla aire-combustible por unidad de tiempo que alimenta al motor y la masa teórica por unidad de tiempo que podría entrar, medida con respecto a unas condiciones de referencia.

- **Potencia indicada, N_i :** es la potencia que se obtiene del ciclo indicado, siendo A_i el área del ciclo de trabajo indicado:

$$N_i = \frac{1}{2} A_i \omega_e(t) \quad (\text{Ec. 5.3})$$

- **Potencia efectiva, N_e :** es la potencia que se obtiene directamente del eje del cigüeñal. Es el resultado de restar a la potencia indicada la potencia de pérdidas mecánicas:

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (\text{Ec. 5.4})$$

- **Rendimiento indicado:** es la relación entre la potencia indicada y la potencia calorífica que teóricamente el combustible consumido por el motor puede proporcionar, donde \dot{m}_f es el gasto de combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f H_l} \quad (\text{Ec. 5.5})$$

- **Rendimiento efectivo:** es la relación entre la potencia efectiva y la potencia calorífica que teóricamente el combustible puede proporcionar:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f H_l} \quad (\text{Ec. 5.6})$$

- **Rendimiento mecánico:** es la relación entre la potencia indicada y la efectiva:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (\text{Ec. 5.7})$$

- **Presión media indicada, p_{mi} :** es la presión que multiplicada por la cilindrada unitaria da el trabajo indicado:

$$p_{mi} = \frac{N_i}{n \frac{1}{2} V_D} \quad (\text{Ec. 5.8})$$

- **Presión media efectiva, p_{me} :** para un motor de cuatro tiempos, es la presión que actuaría sobre el pistón durante una carrera de expansión completa para producir la misma cantidad de trabajo que la que produce el motor real en dos revoluciones:

$$p_{me} = \frac{N_e}{n \frac{1}{2} V_D} \quad (\text{Ec. 5.9})$$

- **Par indicado, M_i :** es la potencia indicada dividida por la velocidad angular del motor:

$$M_i = \frac{N_i}{2\pi n} \quad (\text{Ec. 5.10})$$

- **Par efectivo o par motor, M_e :** es la potencia efectiva dividida por la velocidad angular del motor. Es el par que se obtiene del cigüeñal del motor:

$$M_e = \frac{N_e}{2\pi n} \quad (\text{Ec. 5.11})$$

5.2.- Modelado del subsistema del colector de admisión

Se considera el colector de admisión como un depósito de volumen finito en el cual entra el aire por la válvula de la mariposa y sale a través de la válvula de admisión de cada cilindro. Durante la carrera de admisión cada cilindro puede ser tomado como una bomba volumétrica que bombea el aire hasta su interior, actuando la válvula de la mariposa como pérdida de carga variable.

Tomando el colector de admisión como un depósito con entradas y salidas se tiene el siguiente esquema:

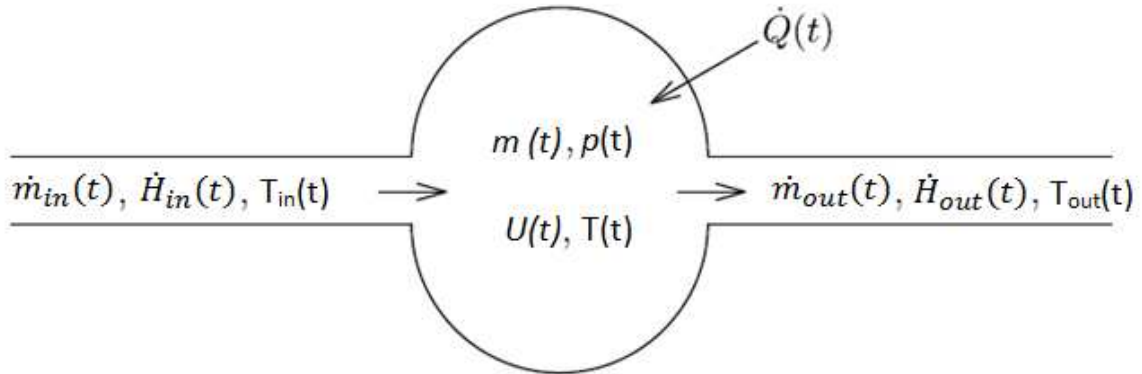


Figura 5.1.- Esquema del volumen de control del colector de admisión [22]

- $\dot{m}_{in}(t)$: flujo másico de aire que entra al colector a través de la mariposa;
- $\dot{H}_{in}(t)$: flujo de entalpía a la entrada del colector;
- $T_{in}(t)$: temperatura del aire a la entrada;
- $m(t)$: masa de aire dentro del colector de admisión;
- $U(t)$: energía interna del aire en el colector;
- $T(t)$: temperatura del aire dentro del colector;
- $p(t)$: presión del aire en el colector (MAP);
- $\dot{m}_{out}(t)$: flujo másico de aire que sale del colector y va a parar a los cilindros;
- $\dot{H}_{out}(t)$: flujo de entalpía que sale del colector; y
- $T_{out}(t)$: temperatura del aire a la salida.

Para la determinación de la dinámica del colector se aplica la conservación de masa y energía del volumen de control definido por el colector [2]. De las dos expresiones mostradas a continuación, la primera de ellas (Ec. 5.12) se corresponde con el balance del flujo de masa, mientras que la segunda (Ec. 5.13) es el balance de potencia del volumen de control.

$$\frac{dm_{VC}(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad (\text{Ec. 5.12})$$

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{C_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) - \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{C_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \quad (\text{Ec. 5.13})$$

(Por motivos de espacio, se han omitido las dependencias con el tiempo en la segunda expresión)

Suponiendo que los fluidos pueden modelarse como gases ideales y que el volumen del colector permanece constante, es posible la aplicación de la ley de los gases ideales [6]:

$$p(t) V = n R T(t) \quad (\text{Ec. 5.14})$$

donde n número de moles del gas; y
 R constante universal de los gases (8,314 [J/mol K] o [Pa m³/mol K]).

Otra forma de expresar la ecuación anterior es:

$$p(t) V = \frac{m(t)}{M} R T(t) \quad (\text{Ec. 5.15})$$

donde $m(t)$ masa del gas en gramos (gr);
 M masa molar del gas, expresado en g/mol; y
 R constante universal de los gases.

A partir de este momento se procederá a la utilización de la siguiente expresión cuando se haga referencia a la ecuación de los gases ideales:

$$p(t) V = m(t) R_{gas} T(t) \quad (\text{Ec. 5.16})$$

donde R_{gas} no es la constante universal, sino la constante del gas. En este caso concreto se trata del aire (287,053 [J/kg K] o [Pa m³/kg K]).

En el colector no existe trabajo de desplazamiento, por lo que el término $\dot{W}_{VC}(t)$ resulta nulo. Además, dado que z_{in} es prácticamente igual a z_{out} , y los términos de velocidad C_{in} y C_{out} pueden considerarse despreciables frente a los términos térmicos, puede asumirse que no ocurren cambios significativos de energía cinética y potencial en el flujo.

Como consecuencia de la desestimación de los efectos de la energía cinética y potencial, $E_{VC}(t)$ será la energía interna del colector $U(t)$. Se definen las siguientes relaciones termodinámicas:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \frac{R}{k-1} \quad (\text{Ec. 5.17})$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v \quad (\text{Ec. 5.18})$$

$$E_{VC}(t) = \frac{1}{k-1} p(t) V = c_v \frac{p(t) V}{R} = c_v m(t) T(t) \quad (\text{Ec. 5.19})$$

donde c_p calor específico a presión constante [J/kg K];
 c_v calor específico a volumen constante [J/kg K]; y
 k cociente de calores específicos, $k = c_p/c_v$.

Considerando la temperatura del flujo de aire a la salida del colector $T_{out}(t)$, igual a la temperatura en el interior del mismo $T(t)$, y aplicando las relaciones termodinámicas anteriormente descritas a la expresión del balance de potencia (Ec. 5.13), se llega a:

$$\frac{d}{dt} [c_v m(t) T(t)] = c_p \dot{m}_{in} T_{in}(t) - c_p \dot{m}_{out} T(t) + \dot{Q}(t) \quad (\text{Ec. 5.20})$$

Si se procede a la aplicación de la ecuación de estado de los gases ideales (Ec. 5.16) a la expresión del balance de masas (Ec. 5.12), y se realiza un desarrollo en profundidad de la del balance de energía (Ec. 5.20), estas dos ecuaciones diferenciales quedan:

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{R}{V} [\dot{m}_{in}(t) T_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) T(t)] \quad (\text{Ec. 5.21})$$

$$\frac{dT(t)}{dt} = \frac{k R T(t)}{p(t) V} [\dot{m}_{in} \cdot T_{in}(t) - \dot{m}_{out} \cdot T(t)] + \frac{R T(t)}{c_v p(t) V} \dot{Q}(t) \quad (\text{Ec. 5.22})$$

En el caso de que se considere el sistema como adiabático, el término $\dot{Q}(t)$ es nulo, ya que no se produce transferencia de calor alguna a través de las paredes.

Sin embargo, la formulación adiabática únicamente resulta una buena aproximación cuando el tiempo de permanencia del gas en el depósito es muy pequeño, o cuando la relación superficie-volumen del depósito es pequeña.

Como se puede apreciar en la Figura 5.2, en el colector de admisión la relación superficie-volumen es bastante grande. Además, los tiempos de permanencia del aire pueden llegar a ser elevados, ya que, en motores de cuatro tiempos, la válvula de admisión permanece abierta únicamente durante la carrera de admisión, mientras que durante el resto del ciclo permanece cerrada.

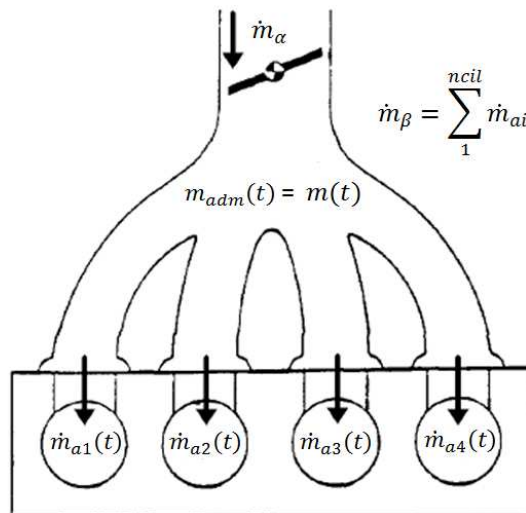


Figura 5.2.- Esquema del colector de admisión y los flujos másicos de aire [22]

donde $\dot{m}_\alpha(t)$ equivale a $\dot{m}_{in}(t)$, $m_{adm}(t)$ a $m(t)$ y $\dot{m}_\beta(t)$ a $\dot{m}_{out}(t)$.

Por tanto, no es conveniente utilizar la formulación adiabática para este sistema, siendo la consideración de condiciones isotermas la mejor aproximación. Así, las ecuaciones del balance de masa (Ec. 5.22) y energía (Ec. 5.21) quedan simplificadas a:

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{R T(t)}{V} [\dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t)] = \frac{R T(t)}{V} [\dot{m}_\alpha(t) - \dot{m}_\beta(t)] \quad (\text{Ec. 5.23})$$

$$T(t) = T_{in}(t) \quad (\text{Ec. 5.24})$$

Siendo $\dot{m}_\alpha(t)$ el flujo másico de aire que entra al colector a través de la mariposa y $\dot{m}_\beta(t)$ el que sale del colector.

5.2.1.- Flujo de aire entrante en el colector

La entrada del aire al colector se considera como un problema en el que un fluido compresible atraviesa un conducto y es impulsado, por la diferencia de presiones, a través de una reducción de sección producida por la mariposa.

Las principales consideraciones que se aplican (según [2]) son las mostradas a continuación:

- No existe fricción ni inercia en el flujo de aire;
- Sistema totalmente aislado;
- No se producen pérdidas en la zona de aceleración del fluido, aguas arriba de la zona más estrecha. Toda la energía potencial que posee el flujo se convierte isentrópicamente en energía cinética; y
- Después del punto más estrecho todo el flujo es turbulento, y toda la energía cinética ganada anteriormente se disipa térmicamente sin recuperación de presión.

Con estas consideraciones, la presión en el punto más estrecho es prácticamente igual a la presión aguas abajo. Además, las temperaturas del flujo de aire aguas arriba y abajo del orificio serán iguales.

Por tanto, el flujo de aire que atraviesa la válvula de mariposa y entra al colector de admisión es igual al máximo caudal de aire que puede atravesar el conducto multiplicado por un coeficiente de descarga, un coeficiente función de la posición de la mariposa y un coeficiente función de la relación de presiones:

$$\dot{m}_\alpha(\alpha, \Phi) = \dot{m}_\alpha^{max} C_d f(\alpha) f(\Phi) \quad (\text{Ec. 5.25})$$

donde \dot{m}_α^{max} máximo caudal de aire posible [kg/s];
 C_d coeficiente de descarga;
 $f(\alpha)$ coeficiente de sección (depende del ángulo de la mariposa); y
 $f(\Phi)$ coeficiente de presiones aguas abajo y aguas arriba de la mariposa.

El máximo flujo de aire que puede atravesar una sección, atendiendo a la definición de caudal como el producto entre la sección, la densidad y la velocidad, es el que atraviesa dicha sección a la velocidad del sonido.

Asumiendo el aire como un gas ideal, la velocidad del sonido viene definida por (ver [1]):

$$c = \sqrt{k R T} \quad (\text{Ec. 5.26})$$

donde k relación de calores específicos;
 R constante del aire; y
 T temperatura del aire.

Por tanto, aplicando la ecuación de estado de los gases ideales (Ec. 5.16) y considerando el diámetro de la mariposa igual al del conducto, la expresión del caudal máximo de aire a través de la mariposa es:

$$\dot{m}_\alpha^{max} = \frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{in}(t)}{\sqrt{R T(t)}} \quad (\text{Ec. 5.27})$$

donde D_{mar} diámetro de la válvula de mariposa; y
 $p_{in}(t)$ y $T(t)$ presión y temperatura del flujo entrante.

El caudal máximo definido se ve reducido por un factor relativo a la diferencia de presiones aguas arriba y aguas debajo de la mariposa, $f(\Phi)$.

Si se desprecia la pérdida de carga en el filtro del aire, la presión aguas arriba de la válvula de mariposa puede considerarse igual a la atmosférica. Mientras que la presión aguas abajo será la presión en el colector o MAP.

A medida que los valores de ambas presiones se igualen, menor será el flujo de aire que atraviesa la válvula de mariposa, y viceversa, como consecuencia de la dependencia directa del caudal de aire de la diferencia de presiones ([4] y [5]).

Considerando $\Phi(t)$ como el cociente de presiones entre la presión aguas arriba y aguas abajo de la mariposa, se tiene:

$$\Phi(t) = \frac{p(t)}{p_{in}(t)} = \frac{MAP}{p_{atm}} = \frac{p(t)}{p_{atm}} \quad (\text{Ec. 5.28})$$

Existe un valor de $\Phi(t)$ para el que, en la zona de mínima sección, el aire alcanza la máxima velocidad posible, la del sonido. Dicha presión es la denominada presión crítica de Laval [2], y se alcanza cuando:

$$\Phi_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{Ec. 5.29})$$

donde k es el exponente adiabático.

Como se considera el aire como un gas ideal, entonces $k \approx 1,4$. Por tanto, para dicho valor de k , Φ_{cr} toma el valor de 0,52828, de manera que $p_{cr} = 0,52828 p_{atm}$ para el caso del aire.

La velocidad del sonido es la máxima alcanzable por un fluido y, como se acaba de ver, para el caso del aire se alcanza cuando la relación de presiones es igual a 0,52828. Por tanto, cuando $\Phi(t) = \frac{p(t)}{p_{atm}} < 0,52828 = \Phi_{cr}(t)$, la velocidad es la sónica y $f(\Phi)$ no debe variar con $\Phi(t)$.

Cuando $\Phi_{cr}(t) < \Phi(t) < 1$, la velocidad del flujo de aire sí que será función de la diferencia de presiones y, por tanto, $f(\Phi)$ dependerá de $\Phi(t)$. Sin embargo, cuando $\Phi(t) < \Phi_{cr}(t)$, debido al efecto de tobera estrangulada la velocidad del aire es la del sonido y no puede aumentar más, por lo que el coeficiente $f(\Phi)$ no se verá modificado con reducciones adicionales de la presión (ver [1], [4] y [5]).

Por tanto, para grandes diferencias de presiones el coeficiente de velocidad es constante, mientras que para pequeñas diferencias dicho factor depende del coeficiente de presiones.

Todos estos efectos quedan reflejados en la expresión de Saint-Venant ([2], [15], [17] y [22]), que define el factor de presiones $f(\Phi)$ de la siguiente forma:

$$f(\Phi) = f\left(\frac{p(t)}{p_{atm}(t)}\right) = \begin{cases} \sqrt{2k \left(\Phi^{\frac{2}{k}} - \Phi^{\frac{k+1}{k}} \right)} & \text{para } \Phi_{cr} \leq \Phi \leq 1 \\ \sqrt{k} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} & \text{para } \Phi \leq \Phi_{cr} \end{cases} \quad (\text{Ec. 5.30})$$

Dado que en este estudio se suponen gases ideales, $k = 1,4$. Entonces, la expresión anterior puede aproximarse a:

$$f(\Phi) = f\left(\frac{p(t)}{p_{atm}(t)}\right) = \begin{cases} \sqrt{2\Phi(1-\Phi)} & \text{para } 0,5 \leq \Phi \leq 1 \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \text{para } \Phi < 0,5 \end{cases} \quad (\text{Ec. 5.31})$$

El factor de sección $f(\alpha)$ representa la modificación de la sección de paso como consecuencia del giro de la mariposa que estrangula el paso del flujo de aire.

Dado que en \dot{m}_α^{max} se ha considerado $\frac{\pi D_{mar}^2}{4}$ como la máxima sección posible, al igual que en el caso del factor de presiones, el factor $f(\alpha)$ debe ser reductor. Además, como la geometría de paso depende de la proyección de la mariposa sobre el plano perpendicular al eje del conducto, dicho factor de sección será una función coseno.

Para el caso de un tubo cilíndrico con una mariposa articulada por su diámetro, como el dado en el presente proyecto, la expresión del coeficiente geométrico es la siguiente:

$$f(\alpha) = \left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)}\right) \quad (\text{Ec. 5.32})$$

donde α_0 es el ángulo cuando la mariposa se encuentra en la posición de ralentí. En el caso de válvulas de mariposa más complejas, con secciones no cilíndricas, será necesario buscar otra expresión que aproxime mejor la sección en función del ángulo de giro de la mariposa.

El valor del coeficiente de descarga será identificado experimentalmente en el Capítulo 7.

Sustituyendo las ecuaciones 5.27, 5.31 y 5.32 en la inicial (Ec. 5.25), se tiene:

$$\dot{m}_\alpha(\alpha, \Phi) = \frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{RT(t)}} C_d \left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)}\right) f(\Phi) \quad (\text{Ec. 5.33})$$

Esta expresión no se cumple para ángulos grandes y velocidades bajas, ya que se produce un efecto de saturación debido a la pérdida de carga lineal en todo el conducto de admisión.

5.2.2.- Flujo de aire saliente del colector

Para la determinación del flujo que entra en los cilindros, $\dot{m}_{motor}(t)$, es necesario el conocimiento de que el motor estudiado se trata de uno de inyección indirecta, por lo que el combustible se inyecta en el colector de admisión después de la válvula de mariposa. De esta manera, lo que entra al cilindro a través de la válvula de admisión no es únicamente aire, sino que es una mezcla de aire y combustible. Así:

$$\dot{m}_{motor}(t) = \dot{m}_\beta(t) + \dot{m}_{H_2}(t) \quad (\text{Ec. 5.34})$$

donde $\dot{m}_{H_2}(t)$ es el flujo de combustible que entra al cilindro en la mezcla [kg/s].

El planteamiento para calcular $\dot{m}_{motor}(t)$ es similar al utilizado para el caudal de aire en la mariposa. Sin embargo, la determinación del área efectiva y del coeficiente de descarga de la válvula de admisión en cada instante es mucho más complicada, por tanto se trabaja con el rendimiento volumétrico. Éste se define como el cociente entre el volumen de mezcla admitido y el que teóricamente cabría en el cilindro para las condiciones de admisión ($p(t)$ y $T(t)$).

El caudal másico para un motor de cuatro tiempos, considerando gases ideales y que se produce una mezcla homogénea del aire y combustible antes de entrar a los cilindros, es:

$$\dot{m}_{motor}(t) = \rho_m(t) \dot{V}(t) = \frac{1}{2} \rho_m(t) V_D \frac{\omega_e(t)}{2\pi} \eta_v(p, \omega_e) = \frac{p_m(t)}{2 R_m T_m(t)} \frac{\omega_e(t)}{2\pi} \eta_v(p, \omega_e) \quad (\text{Ec. 5.35})$$

donde V_D cilindrada total del motor (volumen desplazado por el motor);
 $\omega_e(t)$ velocidad del motor en rad/s;
 η_v rendimiento volumétrico de la mezcla; y
 $p_m(t), R_m, T_m(t)$ parámetros relativos a la mezcla de aire-combustible.

El factor $\frac{1}{2}$ se debe a que, en un motor de cuatro tiempos, la renovación de la carga se produce cada dos vueltas.

Para la determinación de los parámetros relativos a la mezcla (R_m y $T_m(t)$), se asume que se produce una mezcla perfecta y adiabática [2]. Entonces:

$$R_m = \frac{\dot{m}_\beta(t) R_\beta + \dot{m}_{H_2}(t) R_{H_2}}{\dot{m}_\beta(t) + \dot{m}_{H_2}(t)} \quad (\text{Ec. 5.36})$$

$$T_m(t) = \frac{\dot{m}_\beta(t) c_{p\alpha} T_\beta(t) + \dot{m}_{H_2}(t) c_{pH_2} T_{H_2}(t)}{\dot{m}_\beta(t) c_{p\alpha} + \dot{m}_{H_2}(t) c_{pH_2}} \quad (\text{Ec. 5.37})$$

Para el caso particular del hidrógeno, debido a la baja fracción másica que supone el H_2 frente al aire, se tiene que:

$$R_m \approx R_{aire} = R_\beta \quad (\text{Ec. 5.38})$$

$$T_m(t) \approx T_{aire}(t) = T_\beta(t) \quad (\text{Ec. 5.39})$$

Por tanto, sustituyendo en la (Ec. 5.35) se tiene:

$$\dot{m}_{motor}(t) = \frac{p(t)}{R_\beta T_\beta(t)} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \eta_v(p, \omega_e) \quad (\text{Ec. 5.40})$$

Sin embargo, lo que interesa conocer es el flujo de aire que sale del colector y entra en los cilindros $\dot{m}_\beta(t)$, y no $\dot{m}_{motor}(t)$, el cual también está formado por el caudal de combustible.

Por tanto, el caudal de aire que sale del colector de admisión y entra a los cilindros es el caudal de mezcla que entra a los cilindros, $\dot{m}_{motor}(t)$, menos el flujo de combustible que entra con dicha mezcla, suponiendo que todo el hidrógeno inyectado entra en los cilindros:

$$\dot{m}_\beta(t) = \frac{p(t)}{R T(t)} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \eta_v(p, \omega_e) - \dot{m}_{H_2}(t) \quad (\text{Ec. 5.41})$$

donde $R, T(t)$ y $p(t)$ parámetros relativos al aire en el colector, y no a la mezcla.

5.2.3.- Determinación del caudal de combustible

La suposición de que todo el combustible inyectado entra en los cilindros se puede tomar como válida, ya que tanto la dirección hacia la que apuntan los inyectores como los ángulos de inyección establecidos en este motor han sido optimizados para que la mayor parte del hidrógeno inyectado entre a los cilindros a través de las válvulas de admisión. Además, cuando el sistema se encuentra en estado estacionario, la porción de hidrógeno remanente en el colector de admisión en un ciclo entrará a los cilindros en el siguiente.

Para calcular el flujo de combustible \dot{m}_{H_2} , hay que estudiar más a fondo el sistema de inyección del hidrógeno, que depende del tipo de inyector utilizado y de otros factores.

La variable principal de la inyección es el tiempo de inyección, t_i . Como el inyector es un sistema mecánico, existe un intervalo de tiempo, denominado tiempo muerto, t_{0iny} , durante el cual el inyector debe de vencer las inercias. Además, dado que la apertura y cierre de la aguja troncocónica inyectora no es instantánea, durante dichos procesos se inyectará menos masa de combustible. En la Figura 5.3 se aprecia la forma de la función de inyección, la cual está compuesta por una rampa ascendente inicial seguida por el grueso de la inyección a flujo máximo y, por último, otra rampa descendente hasta el cese total de la inyección.

Por otro lado, el tiempo de inyección no podrá ser tan grande como se quiera, sino que vendrá limitado por el tiempo disponible para la inyección. Dicho tiempo está, a su vez, condicionado por los ángulos de distribución de las válvulas y el momento en el que se produce la inyección. En el caso concreto del motor en estudio, desde que el pistón parte del PMS, se dispone de 195° de giro de cigüeñal para poder llevar a cabo la inyección, lo cual equivale a 18 ms al régimen de 1800 rpm.

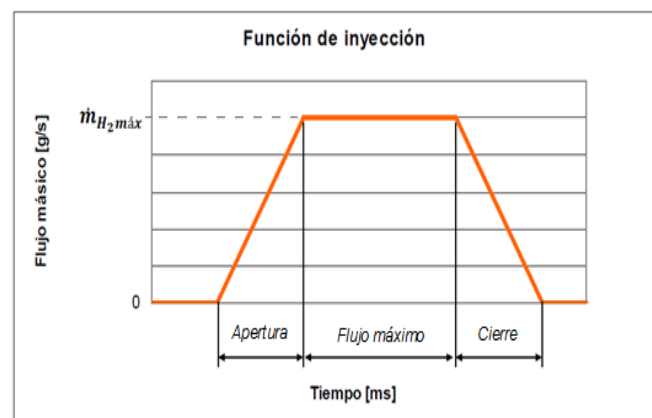


Figura 5.3.- Función de inyección de los inyectores

Otros factores que influirán directa o indirectamente en la inyección, son la presión a la que opera el inyector, el régimen de giro, el dosado y otros condicionantes del proceso.

La presión de operación de los inyectores de hidrógeno instalados es igual a 300 kPa, o 3 bares. Con esta presión de inyección se puede abarcar un mayor rango de dosados relativos, puesto que, cuanto mayor sea la presión de inyección, mayor cantidad de combustible podrá inyectarse en un determinado intervalo de tiempo.

Teniendo en cuenta las restricciones citadas anteriormente, la expresión que determina la masa de combustible inyectado es la que se muestra a continuación (Ec. 5.42), y tal y como se aprecia en la misma, dicha masa será linealmente proporcional al tiempo de inyección menos el tiempo muerto, durante el cual no se produce aportación de combustible.

$$m_{H_2}(t) = K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny}) \quad (\text{Ec. 5.42})$$

Donde $m_{H_2}(t)$ está en $[mg/ciclo]$ y K_{iny} y t_{0iny} son constantes que dependen del tipo de inyector utilizado. Los valores de estas constantes se obtendrán mediante la realización de ensayos experimentales, los cuales se describen en el Capítulo 7 del presente proyecto.

Dado que se considera un proceso continuo en el que se trabaja con flujos y no masas, el flujo de combustible inyectado sale de multiplicar la masa de fuel inyectado en cada ciclo por el régimen del motor [22]. Como en motores de cuatro tiempos y cuatro cilindros se producen dos inyecciones por vuelta, es necesaria la aplicación de un factor multiplicador igual a 2.

Por tanto, el flujo de hidrógeno inyectado en [kg/s] será:

$$\dot{m}_{H_2}(t) = m_{H_2} n(t) 2 \frac{1}{60} 10^{-6} = 3,333 \cdot 10^{-8} m_{H_2}(t) n(t) \quad (\text{Ec. 5.43})$$

Dado que durante el modelado se ha considerado la velocidad del motor en radianes por segundo ω_e [rad/s], en lugar de revoluciones por minuto n [rpm], se realiza el cambio de nomenclatura siguiente, en el cual el caudal de combustible sigue estando en [kg/s]:

$$\dot{m}_{H_2}(t) = m_{H_2}(t) \omega_e(t) 2 \frac{1}{2\pi} 10^{-6} = 3,183 \cdot 10^{-7} m_{H_2}(t) \omega_e(t) \quad (\text{Ec. 5.44})$$

5.2.4.- Determinación del rendimiento volumétrico de la mezcla

El rendimiento volumétrico es un coeficiente que muestra la calidad del llenado de los cilindros, de manera que cuanto mayor sea el valor del mismo más se acercará la cantidad de mezcla alimentada al motor a la teórica que podría llegar a entrar.

En el hipotético caso de un proceso ideal de renovación de la carga, la masa alimentada al motor sería la correspondiente al volumen desplazado por el pistón en las condiciones de presión y temperatura dadas. En este caso (según [3] y [9]) se cumpliría que:

- La velocidad del pistón es lo suficientemente lenta para que los fenómenos de inercia se desprecien.
- El proceso es adiabático, por lo que no se produce transferencia de calor al fluido entrante, ni por parte del motor, ni por la de los gases residuales de la combustión.
- Presión y temperatura constantes durante la admisión.
- La presión del escape se mantiene constante e igual a la exterior.
- Las válvulas se abren y cierran instantáneamente en los puntos muertos.

Sin embargo, en la realidad no se cumplen estas condiciones, y por eso la masa de fluido que entra al motor es menor que la de referencia. Así, en el caso real ocurre que:

- La velocidad del pistón no es lenta, por lo que se producirán fenómenos de inercia importantes.
- Existe transferencia de calor entre los gases residuales y los gases frescos, así como entre estos últimos y las paredes de los conductos de admisión.
- La presión es menor que la de referencia debido a las pérdidas de carga y la temperatura será mayor.
- Las válvulas no se abren y se cierran instantáneamente.

El rendimiento volumétrico depende de numerosos factores de diseño y operativos tales como las condiciones ambientales, el diagrama de distribución del motor, el diseño del colector de admisión y de las válvulas, el combustible, etc. Sin embargo, como se verá en este apartado, los dos factores que más afectan al rendimiento volumétrico son el régimen de giro y la relación entre la presión de escape y la presión de admisión en función de la relación de compresión.

A continuación se realizará una breve descripción de cómo afecta cada uno de estos factores al rendimiento volumétrico.

Condiciones ambientales

La presión exterior apenas influye en el llenado, pero la temperatura exterior sí que afecta, de forma que, a mayor temperatura exterior, el rendimiento volumétrico crece con la raíz cuadrada de ésta. Sin embargo, al aumentar la temperatura exterior disminuye la masa de aire admitido al motor como consecuencia de que dicha masa es proporcional al producto de la densidad por el rendimiento volumétrico.

En lo que respecta a la humedad del aire ambiental, ésta sí que influye en el rendimiento volumétrico, ya que provoca la disminución de la presión parcial del aire.

Diagrama de distribución

Optimizando el diagrama de distribución se mejora el llenado del motor y, además, se consigue disminuir el trabajo de bombeo. Para conseguir dicha optimización es necesario conseguir un A.A.A. tal que garantice la admisión franca cuando se inicia la carrera de admisión. A su vez, un R.C.A. mejora el rendimiento volumétrico debido a que mejora el llenado como consecuencia de la inercia de la columna gaseosa y por el efecto de la compresibilidad del fluido por el rápido descenso del pistón en la carrera de admisión. Por tanto, para altas revoluciones con A.A.A. y R.C.A. grandes se consigue una mejora del rendimiento, mientras que a bajas revoluciones puede ocurrir retroceso de gases frescos por la válvula de admisión, por lo que interesan ángulos más pequeños.

En lo que respecta a los ángulos de escape, el A.A.E. es necesario para evitar sobrepresiones en la carrera de escape, mientras que el R.C.E. interesa por el efecto de la inercia de los productos quemados.

Diseño del colector y válvulas de admisión

Dado que el flujo a través del motor no es continuo, sino pulsatorio, el hecho de que el fluido sea compresible hace que la inercia tenga repercusión en el llenado. Por tanto, la geometría del colector de admisión debe ser tal que aproveche dicha inercia para mejorar el rendimiento volumétrico. En concreto, a bajas revoluciones, interesa que el conducto sea largo y estrecho, mientras que a altas revoluciones interesa uno más corto y ancho. En la actualidad existen algunos modelos de motores que disponen de un colector de admisión que, por medio de una mariposa, logran modificar el curso del aire de la admisión hacia conductos de geometrías diferentes para los distintos regímenes del motor.

En lo que respecta al diseño de las válvulas de admisión, para mejorar el llenado, y por tanto el rendimiento volumétrico, en motores lentos interesan válvulas de secciones de paso reducidas, mientras que en motores rápidos convienen secciones mayores.

Combustible

Al hablar de la influencia del combustible, e indirectamente de λ , en el rendimiento volumétrico hay que determinar primeramente con qué rendimiento volumétrico se está trabajando. Este hecho es importante, ya que si se está analizando el rendimiento volumétrico de la mezcla, entonces este rendimiento no variará con λ . Sin embargo, si se trabaja con rendimiento volumétrico relativo al aire seco, entonces sí que influye el valor de λ , ya que cuanto más combustible inyectemos, éste ocupa más volumen y hace que entre menos aire en los cilindros.

Para este último caso, al aumentar el dosado aumenta la temperatura de los gases residuales, por lo que el aire de admisión se calienta más, dilatándose y disminuyendo el rendimiento.

En motores de gasolina convencionales el dosado varía muy poco, por lo que apenas tiene influencia en el rendimiento. El efecto que más influye con este tipo de combustible es la vaporización del combustible, la cual provoca un enfriamiento del aire de admisión que conlleva un aumento de la cantidad de aire admitida. Sin embargo, para combustibles gaseosos como el hidrógeno (el caso en el que se centra el presente proyecto) la cantidad de combustible inyectado tiene una gran influencia en el rendimiento volumétrico relativo al aire seco, ya que, al tratarse de un gas de muy baja densidad, un aumento de la cantidad de combustible inyectado hace que entre mucho menos aire a los cilindros.

En el modelado que se está realizando en este Proyecto Fin de Carrera se ha considerado el rendimiento volumétrico relativo a la mezcla, por lo que λ no debería influir en él. Sin embargo, en el Capítulo 7, en el apartado dedicado a la identificación del rendimiento volumétrico, se realizará un estudio más intenso de la influencia del valor de λ en el rendimiento volumétrico relativo al aire seco.

Régimen de giro

Al aumentar el régimen de giro del motor el rendimiento volumétrico crece hasta un máximo y a continuación disminuye. Dicho máximo se suele dar, aproximadamente, en el régimen en el que produce el máximo de la curva de par, que en el motor en estudio ronda las 3800 rpm.

La curva característica de la dependencia del rendimiento volumétrico con el régimen del motor se debe fundamentalmente al rozamiento del fluido con las paredes de los conductos, que dan lugar a pérdidas de carga proporcionales al cuadrado de la velocidad, y a la compresibilidad del fluido, que hace que parte de la energía cinética del fluido se pierda por fricción en el interior del cilindro.

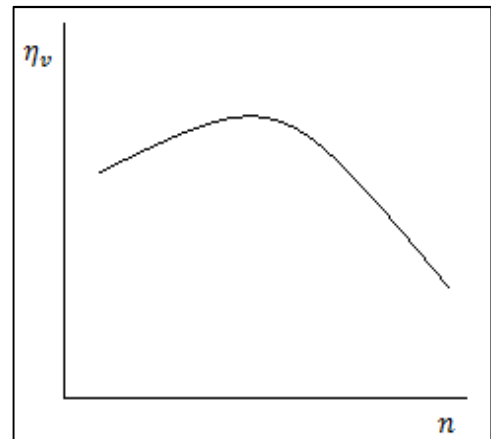


Figura 5.4.- Evolución del rendimiento volumétrico con el régimen

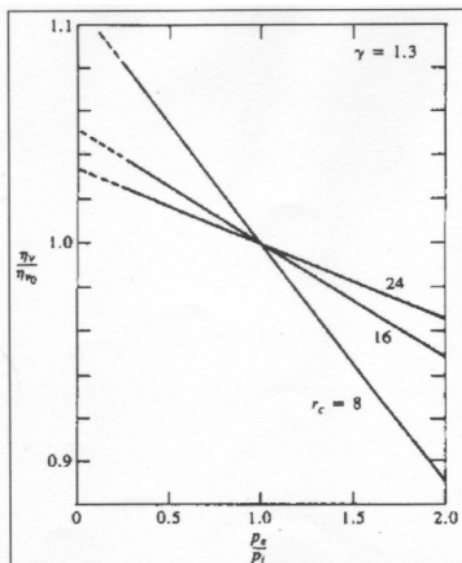


Figura 5.5.- Evolución del rendimiento volumétrico con la relación de presiones y la relación de compresión

Relación entre presiones y relación de compresión

Cuando varían la relación entre la presión de escape y la presión de admisión y la relación de compresión, r , se produce una variación del volumen que ocupan los gases residuales a la presión de admisión. Si dicho volumen aumenta, entonces el rendimiento volumétrico disminuirá, y si el volumen decrece, el rendimiento aumentará. Esta influencia se aprecia en la Figura 5.5.

Como resumen de los efectos estáticos y dinámicos que afectan al rendimiento volumétrico, cabe señalar que a regímenes altos, la alta velocidad del fluido, llegando a ser igual a la velocidad del sonido, hace que el flujo de aire admitido apenas aumente con el aumento de las revoluciones, por lo que el rendimiento volumétrico disminuye. Es el efecto de la compresibilidad del fluido.

Por otra parte, el efecto de la inercia a regímenes altos hace mejorar el rendimiento debido al retraso al cierre de la admisión, mientras que a regímenes bajos, esto provoca un retroceso de los gases frescos del cilindro hacia el colector de admisión.

El motor en estudio tiene un diagrama de distribución fijo para todo el rango de revoluciones, así como un colector de admisión sin capacidad de modificar su geometría. Además, teniendo en cuenta que el rendimiento volumétrico que se estudia en este modelado es el relativo a la mezcla y, por tanto, no le afecta la variación de lambda, se puede considerar que los dos únicos parámetros que afectan al rendimiento volumétrico de la mezcla son el régimen de revoluciones y la relación de presiones.

Esta dependencia puede ser representada como sigue:

$$\eta_v(p, \omega_e) = \eta_{vp}(p) \eta_{vw}(\omega_e) \quad (\text{Ec. 5.45})$$

Para un ciclo Otto ideal asumiendo gases perfectos y procesos isentrópicos, la parte dependiente de la presión puede aproximarse a:

$$\eta_{vp}(p) = \frac{V_c + V_D}{V_D} - \left(\frac{p_{esc}}{p(t)} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{V_c}{V_D} \quad (\text{Ec. 5.46})$$

donde V_c volumen del cilindro en el PMS (volumen de la cámara de combustión);
 p_{esc} presión a la salida del motor. Se considera constante e igual a la atmosférica.

Esta expresión empírica representa la disminución del rendimiento volumétrico como consecuencia del efecto, mencionado anteriormente, de salida de mezcla sin combustionar por las válvulas de admisión durante el cruce de válvulas [2].

Por otro lado, en lo que respecta a la parte del rendimiento dependiente de la velocidad, ésta varía de forma cuadrática con la velocidad, de modo que:

$$\eta_{vw}(\omega_e) = k_0 + k_1 \omega_e(t) + k_2 \omega_e(t)^2 \quad (\text{Ec. 5.47})$$

Recurriendo a la literatura ([15] y [22]), se ha encontrado otra expresión alternativa a las dos anteriores para el rendimiento volumétrico. Dicha expresión fue determinada empíricamente por Servati y Hendricks y considera que, al igual que con la velocidad, el rendimiento volumétrico depende cuadráticamente de la presión de los gases a la entrada del motor:

$$\eta_v(\omega_e, p) = k_0 + k_1 \omega_e(t) + k_2 \omega_e(t)^2 + k_3 p(t) + k_4 p(t)^2 \quad (\text{Ec. 5.48})$$

Dado que el valor del rendimiento volumétrico no es conocido, en el Capítulo 7 se procederá a la identificación experimental del mismo.

5.2.5.- Expresión final

Sustituyendo todas estas expresiones descritas anteriormente en el balance de masa inicial (Ec. 5.23), se tiene que:

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{R T(t)}{V} \left[\frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{R T(t)}} C_d \left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)} \right) f(\Phi) - \left[\frac{p(t)}{R T(t)} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \left[\frac{V_c + V_D}{V_D} - \left(\frac{p_{esc}}{p(t)} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{V_c}{V_D} \right] [k_0 + k_1 \omega_e(t) + k_2 \omega_e(t)^2] - \dot{m}_{H_2}(t) \right] \right] \quad (\text{Ec. 5.49})$$

5.3.- Modelado del subsistema mecánico

Para la realización del modelado de la velocidad de giro del motor, en primer lugar, se asume que la inercia del motor tiene un valor constante. Además, se considera el volante de inercia como el único elemento del subsistema mecánico que puede almacenar energía cinética [21].

La ecuación diferencial que define la dinámica del motor es:

$$I \frac{d\omega_e(t)}{dt} = M_e(t) - M_c(t) \quad (\text{Ec. 5.50})$$

donde I momento de inercia del motor [kg m^2];
 $M_e(t)$ par motor o par efectivo [Nm]; y
 $M_c(t)$ par de carga o par resistente [Nm].

Se ha comentado anteriormente que el momento de inercia tiene un valor constante, pero no es conocido, al igual que el par resistente, por lo que es necesaria la determinación de sus valores mediante la realización de ensayos. Dicha identificación se realiza en el Capítulo 7 del presente proyecto.

Una vez conocidos los valores de la inercia del motor y del par de carga o resistente (que en el ralentí será cero), sólo queda la determinación del valor del par motor o par efectivo.

5.3.1.- Par motor

El par motor efectivo es el par que se obtiene en el eje del cigüeñal del motor. Para comprender su expresión hay que partir del ciclo indicado del motor.

El ciclo indicado del motor muestra la variación de la presión en el cilindro en las distintas etapas del ciclo de trabajo del motor, representándose en una gráfica V-P. Así, para un motor de 4 tiempos, se observan dos áreas definidas. El área superior representa el trabajo neto realizado por el fluido de trabajo en las carreras de compresión y combustión-expansión. Mientras que el área inferior representa el trabajo de bombeo realizado por el fluido en las etapas de admisión y escape. Este trabajo de bombeo es negativo y se considera como una pérdida mecánica [3].

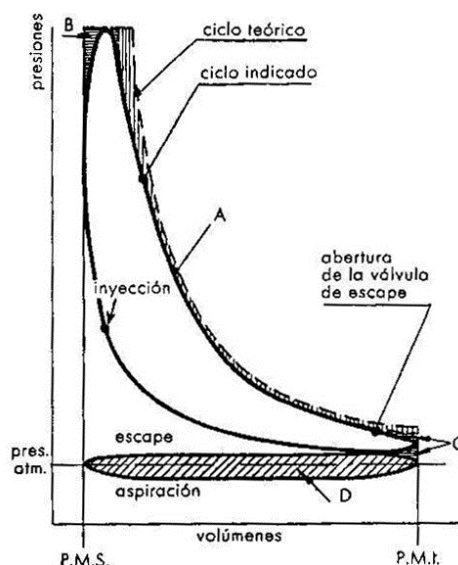


Figura 5.6.- Diagrama del ciclo indicado típico de un motor de gasolina [3]

Se llama A_i [J] al área del lazo de potencia, de manera que se cumple que la potencia indicada queda:

$$N_i = \frac{1}{2} A_i \omega_e(t) = \frac{1}{2} p_{mi}(t) V_d Z \omega_e(t) \frac{1}{2\pi} = \frac{1}{4\pi} p_{mi}(t) V_D \omega_e(t) \quad (\text{Ec. 5.51})$$

donde N_i potencia indicada [W];
 $p_{mi}(t)$ presión media indicada;
 V_d cilindrada unitaria del motor [m³];
 Z número de cilindros;
 V_D cilindrada total del motor [m³]; y
 $\omega_e(t)$ velocidad del motor (en rad/s).

El factor $\frac{1}{2}$ se debe a que cada ciclo completo se desarrolla en dos vueltas del motor.

Por definición, la potencia es igual al par multiplicado por la velocidad:

$$N = M \omega \quad (\text{Ec. 5.52})$$

donde N potencia [W];
 M par [Nm]; y
 ω velocidad angular [rad/s].

Por tanto, dividiendo la expresión anterior entre la velocidad se obtiene el par indicado del motor:

$$M_i(t) = \frac{1}{4\pi} p_{mi}(t) V_D \quad (\text{Ec. 5.53})$$

El par efectivo es igual al par indicado menos el par de pérdidas, de manera que se tiene que:

$$\eta_m = \frac{M_e}{M_i} = \frac{p_{mi}(t) - p_{mpm}(t)}{p_{mi}(t)} = \frac{p_{me}(t)}{p_{mi}(t)} \quad (\text{Ec. 5.54})$$

Donde M_e par efectivo;
 $p_{mpm}(t)$ potencia media debida a las pérdidas mecánicas; y
 $p_{me}(t)$ potencia media efectiva.

Como se puede observar, estudiar el par indicado y efectivo es lo mismo que estudiar las presiones medias indicada y efectiva.

Así, según la expresión anterior, el par efectivo o par motor es:

$$M_e(t) = \frac{1}{4\pi} p_{me}(t) V_D \quad (\text{Ec. 5.55})$$

Utilizando la aproximación de Willans [2], la cual distingue entre la contribución de los efectos internos y externos en la eficiencia del motor, se tiene:

$$p_{me}(t) = e(m_\varphi, \omega_e, \lambda, x_{egr}, \zeta, \dots) \cdot p_{mH_2}(t) - p_{me0}(\omega_e, \dot{m}_\beta, \dots) \quad (\text{Ec. 5.56})$$

La eficiencia termodinámica e , representa las propiedades termodinámicas del motor, mientras que p_{me0} incorpora las pérdidas por fricción e intercambio de gases.

El término p_{mH_2} es la presión media efectiva del combustible, que es aquella presión media efectiva que produciría un motor, con una eficiencia igual a uno, con una masa de combustible por ciclo igual a m_{H_2} :

$$p_{mH_2}(t) = \frac{H_l m_{H_2}(t)}{V_D} \quad (\text{Ec. 5.57})$$

donde H_l poder calorífico inferior del combustible
 $m_{H_2}(t)$ masa de combustible quemada por ciclo

La relación entre m_{H_2} y \dot{m}_{H_2} viene dada por:

$$\dot{m}_{H_2}(t) = m_{H_2}(t) \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \quad (\text{Ec. 5.58})$$

En lo que se refiere a las pérdidas externas, se considera que todas ellas están producidas por los efectos de la fricción en el motor y por el trabajo de bombeo requerido durante el proceso de intercambio de gases. Así:

$$p_{me0}(\omega_e, \dot{m}_\beta, T_e, \dots) = p_{me0f}(\omega_e, \dot{m}_\beta, \dots) + p_{me0g}(p) \quad (\text{Ec. 5.59})$$

donde, para el caso de cargas pequeñas (como por ejemplo en el ralentí), se cumple que:

$$p_{me0g}(t) = p_{esc} - p(t) \quad (\text{Ec. 5.60})$$

La expresión que hace referencia a la fricción del motor de manera empírica [2], viene dada por:

$$p_{me0f} = (\beta_0 + \beta_1 \omega_e(t)^2) \frac{4\pi}{V_D} \quad (\text{Ec. 5.61})$$

La eficiencia termodinámica representa las pérdidas internas, y puede descomponerse como sigue:

$$e(\omega_e, \lambda, x_{egr}, \zeta, \dots) = e_\omega(\omega_e) \cdot e_\lambda(\lambda) \cdot e_\zeta(\zeta) \cdot e_{egr}(x_{egr}) \quad (\text{Ec. 5.62})$$

El factor $e(\lambda)$ representa la influencia de la variación del dosado en la eficiencia termodinámica. Si la mezcla es rica, la combustión incompleta y otros factores reducirán sustancialmente la eficiencia termodinámica. En cambio, si la mezcla es pobre, habrá suficiente oxígeno para que la combustión sea completa, por lo que la eficiencia no se verá afectada. Por último, para mezclas intermedias, se producirá una transición suave [2].

El comportamiento de dicho término viene dado por:

$$e_\lambda(\lambda) = \begin{cases} k_{\lambda 1} \lambda - k_{\lambda 0} & \text{para } \lambda_{min} < \lambda < \lambda_1 \\ e_{\lambda,1} + (1 - e_{\lambda,1}) \text{sen}\left(\frac{\lambda - \lambda_1}{1 - \lambda_1}\right) & \text{para } \lambda_1 < \lambda < \lambda_2 \\ 1 & \text{para } \lambda_2 < \lambda < \lambda_{max} \end{cases} \quad (\text{Ec. 5.63})$$

donde $e_{\lambda,1} = k_{\lambda 1} \lambda_1 - k_{\lambda 0}$ y $\lambda_2 = \lambda_1 + \frac{\pi}{2} (1 - \lambda_1)$

$e_\zeta(\zeta)$ indica la influencia del instante de la ignición en la eficiencia termodinámica. Se considera que hay un avance al encendido óptimo denotado por $\zeta_0(\omega_e, p_{me})$, de manera que:

$$e_\zeta(\zeta) = 1 - k_\zeta (\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{me}))^2 \quad (\text{Ec. 5.64})$$

Para este caso concreto se considera que $e_{\zeta}(\zeta) = 1$, ya que durante la realización del presente proyecto no se van a tener en cuenta las modificaciones del avance al encendido.

Posiblemente, ésta será la suposición que más repercusiones tendrá en los resultados finales de este trabajo, ya que en la realidad la variación del avance al encendido provoca cambios importantes en la dinámica del sistema.

Como se verá en el capítulo de las futuras líneas de investigación, una posible mejora de este trabajo de investigación sería incorporar al mismo la consideración de la variación del avance al encendido y el estudio de la misma.

Volviendo al estudio de los diferentes factores que influyen en la eficiencia termodinámica del motor, el término $e_{egr}(x_{egr})$ muestra la influencia de la fracción de gases de escape recirculados al colector de admisión en la eficiencia termodinámica.

La EGR (*exhaust-gas recirculation*) reduce la formación de óxido de nitrógeno, pero afecta negativamente a la eficiencia termodinámica, de manera que aumentando la EGR, se produce una reducción de la velocidad de combustión, lo que conlleva una disminución de la eficiencia.

Dicha reducción de la velocidad de combustión tiene una mayor influencia negativa a altas velocidades del motor, dado que los intervalos en los que se realizan los ciclos son menores. Por tanto, $e_{egr}(x_{egr})$ dependerá de la velocidad de giro del motor de la siguiente forma:

$$e_{egr}(x_{egr}) = 1 - k_{egr,1} (1 + k_{egr,2} \omega_e(t)) x_{egr}^2 \quad (\text{Ec. 5.65})$$

$$\text{donde } x_{egr} = \frac{m_{m,egr}(t)}{m_m(t)} = \frac{m_{m,egr}(t)}{(m_{m,a}(t) + m_{m,egr}(t))} = \frac{\dot{m}_{\beta,egr}(t)}{\dot{m}_{\beta}(t)}$$

En el ralentí, el valor de x_{egr} es cero o cercano a cero. Es decir, no hay apenas recirculación de gases de escape.

El motor en estudio no posee recirculación de gases de escape, por lo que $e_{egr}(x_{egr}) = 1$ para el caso concreto de este Proyecto Fin de Carrera.

Por otro lado, en lo que respecta a la variación de la eficiencia termodinámica con el régimen, a velocidades bajas la eficiencia se reducirá notablemente debido a las grandes pérdidas de calor a través de las paredes, mientras que a velocidades muy altas, los grandes tiempos de combustión en comparación con el intervalo disponible en la carrera de expansión, también provocarán una reducción de la eficiencia termodinámica.

El término $e_{\omega}(\omega_e)$ depende linealmente de la velocidad de giro del motor según la referencias [2] y [22], así que:

$$e_{\omega}(\omega_e) = k_{\omega 0} + k_{\omega 1} \omega_e(t) \quad (\text{Ec. 5.66})$$

Este $e_{\omega}(\omega_e)$ será notablemente inferior a 1, ya que incorpora los principales mecanismos termodinámicos. Mientras que, como ya se ha explicado anteriormente, la mayor parte del resto de términos son prácticamente iguales a 1 y no afectan tanto a la eficiencia termodinámica.

El único factor que afectará de forma significativa a la eficiencia termodinámica, además del régimen, será el correspondiente a lambda, ya que no siempre se trabajará con mezclas pobres a lo largo de la realización del presente proyecto.

Por tanto, la expresión que representa la eficiencia termodinámica, o rendimiento indicado, será el producto de las expresiones de lambda (Ec. 5.63) y del régimen de giro (Ec. 5.66).

Sustituyendo todas estas expresiones en la de la presión media efectiva (Ec. 5.56), se llega a la siguiente expresión:

$$p_{me}(t) = \left[\frac{H_l 4\pi \dot{m}_{H_2}(t)}{V_D \omega_e(t)} e_\omega(\omega_e) e_\lambda(\lambda) \right] - (\beta_0 + \beta_1 \omega_e(t)^2) \frac{4\pi}{V_D} - (p_{esc} - p(t)) \quad (\text{Ec. 5.67})$$

Y, dado que $e_\omega(\omega_e) e_\lambda(\lambda)$ es la eficiencia termodinámica y $(\beta_0 + \beta_1 \omega_e(t)^2) \frac{4\pi}{V_D} + (p_{esc} - p(t))$ representa las pérdidas mecánicas, utilizando el rendimiento indicado y el rendimiento mecánico con el fin de simplificar la nomenclatura y facilitar la identificación de dichos parámetros, se tiene:

$$p_{me}(t) = \frac{H_l 4\pi \dot{m}_{H_2}(t)}{V_D \omega_e(t)} \eta_i \eta_m \quad (\text{Ec. 5.68})$$

Así que, sustituyendo la (Ec. 5.68) en la (Ec. 5.55) el par efectivo queda:

$$M_e(t) = \frac{1}{4\pi} p_{me}(t) V_D = \frac{H_l \dot{m}_{H_2}(t)}{\omega_e(t)} \eta_i \eta_m = \frac{H_l \dot{m}_{H_2}(t)}{\omega_e(t)} \eta_e \quad (\text{Ec. 5.69})$$

Otra expresión válida para el par motor efectivo, que es la que se va a utilizar en posteriores capítulos del presente proyecto, considera el par efectivo como el par indicado del motor menos el par de pérdidas mecánicas [21], de modo que:

$$M_e(t) = M_i(t) - M_{pm}(t) \quad (\text{Ec. 5.70})$$

Y por el mismo razonamiento llevado a cabo anteriormente con el rendimiento efectivo, el par indicado puede descomponerse de la siguiente forma:

$$M_e(t) = \frac{H_l \dot{m}_{H_2}(t)}{\omega_e(t)} \eta_i - M_{pm}(t) \quad (\text{Ec. 5.71})$$

De esta forma, conociendo el rendimiento indicado del motor y el par de pérdidas para cada estado de funcionamiento es posible conocer el par motor efectivo.

Como ya se ha comentado anteriormente (Ec. 5.59), el par de pérdidas mecánicas es la suma del par de pérdidas por fricción más el par de pérdidas por bombeo, por lo que será igual a:

$$M_{pm}(t) = \frac{V_D}{4\pi} (p_{me0f}(t) + p_{me0g}(t)) \quad (\text{Ec. 5.72})$$

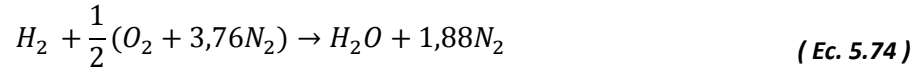
Como se verá en el Capítulo 7, la parte de las pérdidas relativas a la fricción será identificada de forma experimental, mientras que para el caso de las pérdidas por bombeo se utilizará la expresión definida en este modelado (Ec. 5.60).

En el caso de que se quiera obtener la expresión del par motor en función del caudal de aire, simplemente basta con conocer que el flujo másico de combustible está relacionado con el caudal de aire que entra a los cilindros \dot{m}_β , por medio del dosado, de la siguiente manera (ver [23] y [24]):

$$\frac{\dot{m}_{H_2}(t)}{\dot{m}_\beta(t)} = F = F_e F_R \quad (\text{Ec. 5.73})$$

donde F dosado
 F_R dosado relativo; y
 F_e dosado estequiométrico.

La reacción estequiométrica de la combustión del hidrógeno viene dada por:



Por tanto, teniendo en cuenta los pesos moleculares:

$$2 \text{ g de } H_2 \rightarrow \frac{1}{2}(16 \cdot 2 + 3,76 \cdot 14 \cdot 2) \text{ g de aire} \quad (\text{Ec. 5.75})$$

$$1 \text{ g de } H_2 \rightarrow 34,32 \text{ g de aire} \quad (\text{Ec. 5.76})$$

Por lo que, por cada gramo de hidrógeno, se necesitan 34,32 gramos de aire, es decir, el dosado estequiométrico F_e es igual a $\frac{1}{34,32}$.

De esta manera se tiene que:

$$\frac{\dot{m}_\beta(t)}{34,32 \dot{m}_{H_2}(t)} = \frac{1}{F_R} = \lambda(t) \quad (\text{Ec. 5.77})$$

Introduciendo esta expresión en la del par efectivo (Ec. 5.71), se tiene:

$$M_e(t) = \frac{H_l \dot{m}_{H_2}(t)}{\omega_e(t)} \eta_i - M_{pm}(t) = \frac{\dot{m}_\beta(t)}{34,32 \lambda(t)} \frac{H_l}{\omega_e(t)} \eta_i - M_{pm}(t) \quad (\text{Ec. 5.78})$$

5.3.2.- Expresión final

Sustituyendo la ecuación del par efectivo en la ecuación diferencial inicial (Ec. 5.50) se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{d\omega_e(t)}{dt} = \frac{1}{I} \left[\frac{\dot{m}_\beta(t)}{34,32 \lambda(t)} \frac{H_l}{\omega_e(t)} \eta_e - M_c(t) \right] \quad (\text{Ec. 5.79})$$

O lo que es lo mismo, considerando la (Ec. 5.78), la expresión final queda:

$$\frac{d\omega_e(t)}{dt} = \frac{1}{I} \left[\frac{\dot{m}_\beta(t)}{34,32 \lambda(t)} \frac{H_l}{\omega_e(t)} \eta_i - M_{pm}(t) - M_c(t) \right] \quad (\text{Ec. 5.80})$$

Para el caso concreto del ralentí, el par de carga será igual a 0, por lo que la expresión final anterior se verá reducida a la siguiente:

$$\frac{d\omega_e(t)}{dt} = \frac{1}{I} \left[\frac{\dot{m}_\beta(t)}{34,32 \lambda(t)} \frac{H_l}{\omega_e(t)} \eta_i - M_{pm}(t) \right] \quad (\text{Ec. 5.81})$$

Por tanto, al acelerar en vacío en el ralentí el régimen aumentará hasta el momento en el que el par de pérdidas mecánicas se iguale con el par indicado del motor, en el cual la derivada de la velocidad será nula. Es decir, cuando ambos pares se igualen se producirá la estabilización de la velocidad de giro del motor.

6.- LINEALIZACIÓN DEL SISTEMA

Las dos ecuaciones diferenciales estudiadas en el Capítulo 5, y que definen la dinámica del motor, dependen no-linealmente de las variables del sistema. Concretamente, considerando la temperatura del aire en el colector de admisión y la inercia constantes, se tiene que:

Ecuación diferencial no-lineal 1:

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{RT}{V} \left[\frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{RT}} C_d \left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)} \right) f(\Phi) - \left[\frac{p(t)}{RT} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \eta_v(p, \omega_e) - 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny}) \omega_e(t) \right] \right] = f_1(\alpha(t), \omega_e(t), t_i(t), p(t)) \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Ecuación diferencial no-lineal 2:

$$\frac{d\omega_e(t)}{dt} = \frac{1}{I} [H_l 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny}) \eta_e(\omega_e, \lambda) - M_c(t)] = f_2(t_i(t), \omega_e(t), \lambda(t), M_c(t)) \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Para el estudio de la dinámica del sistema es preciso el conocimiento del orden del mismo, ya que la respuesta de un sistema de primer orden es distinta a la de otro de un orden superior. Para su determinación, es preciso linealizar el sistema, es decir, realizar una aproximación con el fin de obtener un sistema lineal a partir del sistema no lineal inicial. Un buen método, y a su vez muy sencillo, de linealizar un sistema no lineal es la expansión en series de Taylor [16].

Aplicando las series de Taylor en un punto de operación específico, denominado punto de equilibrio y que se denota por el subíndice 0, las ecuaciones no lineales de un sistema determinado se linealizan mediante la utilización de la siguiente estructura:

$$f(t) \approx f_0 + \left. \frac{\partial f(t)}{\partial a(t)} \right|_0 (a(t) - a_0) + \left. \frac{\partial f(t)}{\partial b(t)} \right|_0 (b(t) - b_0) + \left. \frac{\partial f(t)}{\partial c(t)} \right|_0 (c(t) - c_0) + \dots \quad (\text{Ec. 6.3})$$

donde $a(t)$, $b(t)$ y $c(t)$ son las variables del sistema.

En los apartados siguientes se procederá a la linealización de las dos ecuaciones diferenciales estudiadas anteriormente (Ec. 6.1) y (Ec. 6.2).

6.1.- Linealización de la ecuación del subsistema de admisión

La ecuación diferencial que define la dinámica del colector de admisión del motor (Ec. 6.1) depende no-linealmente de la apertura de la mariposa $\alpha(t)$, del régimen de revoluciones $\omega_e(t)$, del tiempo de inyección $t_i(t)$ y de la presión del colector $p(t)$. Por tanto, aplicando la expansión en series de Taylor a dicha función con el fin de linealizarla, se tiene que:

$$f_1(t) \approx f_{10} + \left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial \alpha(t)} \right|_0 (\alpha(t) - \alpha_0) + \left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 (\omega_e(t) - \omega_{e0}) + \left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial t_i(t)} \right|_0 (t_i(t) - t_{i0}) + \left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial p(t)} \right|_0 (p(t) - p_0) \quad (\text{Ec. 6.4})$$

donde las derivadas parciales en el punto de equilibrio son respectivamente:

$$\left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial \alpha(t)} \right|_0 = k_{\alpha_1} = \frac{R T}{V} \frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{R T}} C_d \left(\frac{\sin(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{ralenti})} \right) f_0(\Phi_0) \quad (\text{Ec. 6.5})$$

$$\left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 = k_{\omega_{e1}} = \frac{R T}{V} \left[\frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{R T}} \left. \frac{\partial C_d}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 \left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)} \right) f(\Phi) - \right. \\ \left. \frac{p_0}{R T} V_D \frac{1}{4\pi} \eta_{v0}(p, \omega_e) + \frac{p_0}{R T} V_D \frac{\omega_{e0}}{4\pi} \left. \frac{\partial \eta_v}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 + 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} (t_{i0} - t_{0iny}) \right] \quad (\text{Ec. 6.6})$$

$$\left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial t_i(t)} \right|_0 = k_{t_{i1}} = \frac{R T}{V} 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} \omega_{e0} \quad (\text{Ec. 6.7})$$

$$\left. \frac{\partial f_1(t)}{\partial p(t)} \right|_0 = k_{p1} = \frac{R T}{V} \left[\frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{R T}} C_d \left(1 - \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{ralenti})} \right) \left. \frac{\partial(\Phi)}{\partial p(t)} \right|_0 - \right. \\ \left. \left[\frac{V_D}{R T} \frac{\omega_{e0}}{4\pi} \left[\eta_{v0}(p, \omega_e) + p_0 \left. \frac{\partial \eta_v}{\partial p(t)} \right|_0 \right] \right] \right] \quad (\text{Ec. 6.8})$$

De manera que, simplificando la nomenclatura mediante la denominación de cada una de las derivadas parciales como se ha indicado en sus expresiones, la ecuación anterior (Ec. 6.4) queda:

$$f_1(t) \approx f_{10} + k_{\alpha_1}(\alpha(t) - \alpha_0) + k_{\omega_{e1}}(\omega_e(t) - \omega_{e0}) + k_{t_{i1}}(t_i(t) - t_{i0}) + k_{p1}(p(t) - p_0) \quad (\text{Ec. 6.9})$$

6.2.- Linealización de la ecuación del subsistema mecánico

Para el caso de la ecuación diferencial del subsistema mecánico (Ec. 6.2), ésta presenta una dependencia no-lineal con el tiempo de inyección $t_i(t)$, con el régimen de revoluciones $\omega_e(t)$, con lambda $\lambda(t)$ y con el par de carga $M_c(t)$.

Aplicando el método de las series de Taylor, en este caso se tiene:

$$f_2(t) \approx f_{20} + \left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial t_i(t)} \right|_0 (t_i(t) - t_{i0}) + \left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 (\omega_e(t) - \omega_{e0}) + \left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial \lambda(t)} \right|_0 (\lambda(t) - \lambda_0) + \left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial M_c(t)} \right|_0 (M_c(t) - M_{c0}) \quad (\text{Ec. 6.10})$$

siendo las derivadas parciales en el punto de equilibrio las siguientes:

$$\left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial t_i(t)} \right|_0 = k_{t_{i2}} = \frac{1}{I} H_l 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} \eta_{e0}(\omega_e, \lambda) \quad (\text{Ec. 6.11})$$

$$\left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 = k_{\omega_{e2}} = \frac{1}{I} H_l 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} (t_{i0} - t_{0iny}) \left. \frac{\partial \eta_e}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 \quad (\text{Ec. 6.12})$$

$$\left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial \lambda(t)} \right|_0 = k_{\lambda_2} = \frac{1}{I} H_l 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} (t_{i_0} - t_{0iny}) \left. \frac{\partial \eta_e}{\partial \lambda(t)} \right|_0 \quad (\text{Ec. 6.13})$$

$$\left. \frac{\partial f_2(t)}{\partial M_c(t)} \right|_0 = k_{M_{c2}} = -\frac{1}{I} \quad (\text{Ec. 6.14})$$

La expresión de la aproximación simplificada queda:

$$\frac{d\omega_e(t)}{dt} \approx f_{20} + k_{t_{i2}}(t_i(t) - t_{i_0}) + k_{\omega_{e2}}(\omega_e(t) - \omega_{e_0}) + k_{\lambda_2}(\lambda(t) - \lambda_0) + k_{M_{c2}}(M_c(t) - M_{c_0}) \quad (\text{Ec. 6.15})$$

6.3.- Diagrama de bloques con lambda independiente

Representando las dos funciones linealizadas anteriores (Ec. 6.9 y Ec. 6.15) en un diagrama de bloques, en el cual sea posible la apreciación de las realimentaciones a través de los integradores y las conexiones entre los parámetros del sistema, el sistema lineal equivalente es:

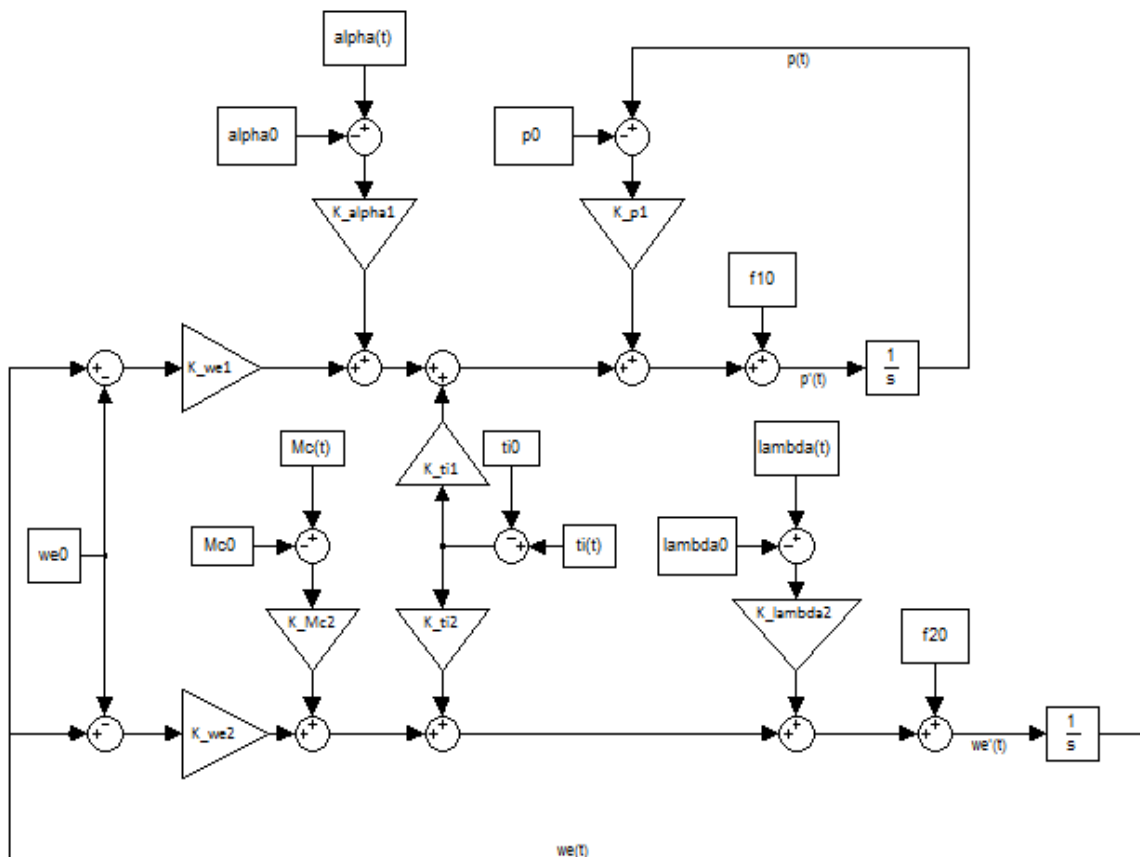


Figura 6.1.- Diagrama de bloques del sistema linealizado suponiendo lambda independiente

Según el diagrama anterior, ninguno de los parámetros del sistema atraviesa más de un integrador, por lo que el sistema apunta a comportarse como uno de primer orden. Sin embargo, estudiando más profundamente cada uno de los parámetros, se aprecia que lambda no es una variable independiente, sino que, a su vez, posee una dependencia con varios parámetros.

Por tanto, es necesaria la determinación de los parámetros de los cuales depende lambda, y si éstos, a su vez, ya vienen realimentados a través de algún otro integrador.

6.4.- Subsistema de lambda

Mediante el desarrollo de la expresión del capítulo del modelado del sistema en la cual se define lambda (Ec. 5.77), se obtiene lo siguiente:

$$\lambda(t) = \frac{\dot{m}_\beta(t)}{34,32 \dot{m}_{H_2}(t)} = \frac{\frac{p(t)}{RT} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \eta_v(p, \omega_e)}{34,32 \cdot 3,183 \cdot 10^{-7} K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny}) \omega_e(t)} = \quad (\text{Ec. 6.16})$$

$$\frac{p(t) V_D \eta_v(p, \omega_e)}{1,3727 \cdot 10^{-4} R T K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny})} = f_\lambda(p(t), \omega_e(t), t_i(t))$$

Por tanto, lambda depende no-linealmente de la presión en el colector $p(t)$, del régimen de revoluciones $\omega_e(t)$ y del tiempo de inyección $t_i(t)$.

Con el fin de linealizar la expresión anterior se ha recurrido nuevamente a las series de Taylor, de manera que la expresión de la linealización de lambda es la mostrada a continuación:

$$\lambda(t) \approx \lambda_0 + \left. \frac{\partial \lambda(t)}{\partial p(t)} \right|_0 (p(t) - p_0) + \left. \frac{\partial \lambda(t)}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 (\omega_e(t) - \omega_{e0}) + \left. \frac{\partial \lambda(t)}{\partial t_i(t)} \right|_0 (t_i(t) - t_{i0}) \quad (\text{Ec. 6.17})$$

donde las derivadas parciales en el punto de equilibrio son:

$$\left. \frac{\partial \lambda(t)}{\partial p(t)} \right|_0 = k_{p\lambda} = \frac{V_D}{1,3727 \cdot 10^{-4} R T K_{iny} (t_{i0} - t_{0iny})} \left(\eta_{v0}(p, \omega_e) + p_0 \left. \frac{\partial \eta_v}{\partial p(t)} \right|_0 \right) \quad (\text{Ec. 6.18})$$

$$\left. \frac{\partial \lambda(t)}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 = k_{p\lambda} = \frac{p_0 V_D}{1,3727 \cdot 10^{-4} R T K_{iny} (t_{i0} - t_{0iny})} \left. \frac{\partial \eta_v}{\partial \omega_e(t)} \right|_0 \quad (\text{Ec. 6.19})$$

$$\left. \frac{\partial \lambda(t)}{\partial t_i(t)} \right|_0 = k_{t_i\lambda} = \frac{-p_0 V_D \eta_{v0}(p, \omega_e)}{1,3727 \cdot 10^{-4} R T K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny})^2} \quad (\text{Ec. 6.20})$$

De manera que la expresión lambda, una vez linealizada con las series de Taylor y simplificada para no incorporar en la misma las expresiones completas de las derivadas parciales, queda como se muestra a continuación:

$$\lambda(t) \approx \lambda_0 + k_{p\lambda}(p(t) - p_0) + k_{p\lambda}(\omega_e(t) - \omega_{e0}) + k_{t_i\lambda}(t_i(t) - t_{i0}) \quad (\text{Ec. 6.21})$$

En la Figura 6.2 se muestra el diagrama de bloques del subsistema de lambda, el cual representa gráficamente la expresión de la linealización de lambda estudiada anteriormente (Ec. 6.21).

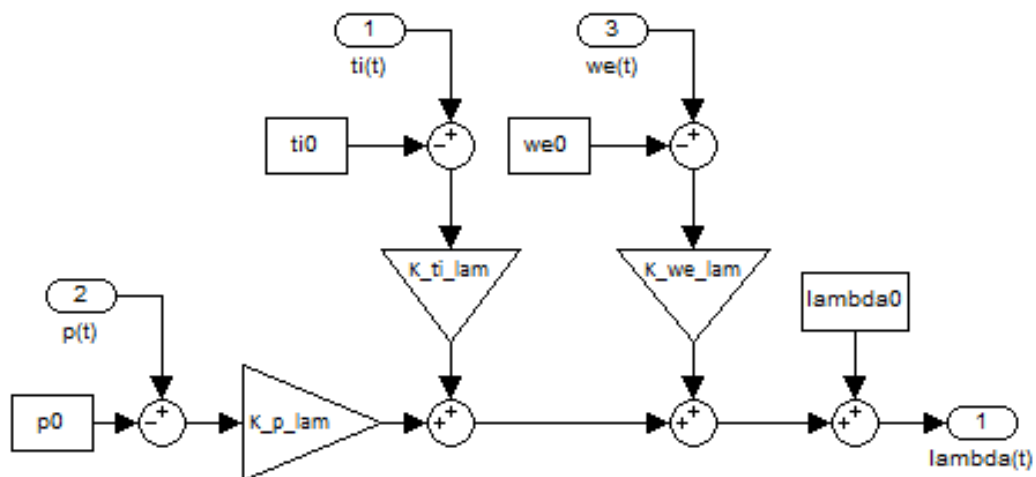


Figura 6.2.- Diagrama de bloques del subsistema de lambda

6.5.- Diagrama de bloques final

Una vez estudiadas las dependencias de lambda con otros parámetros se puede representar el diagrama de bloques final, en el cual, tal y como se aprecia en la Figura 6.3, aparece el subsistema de lambda estudiado en el apartado anterior:

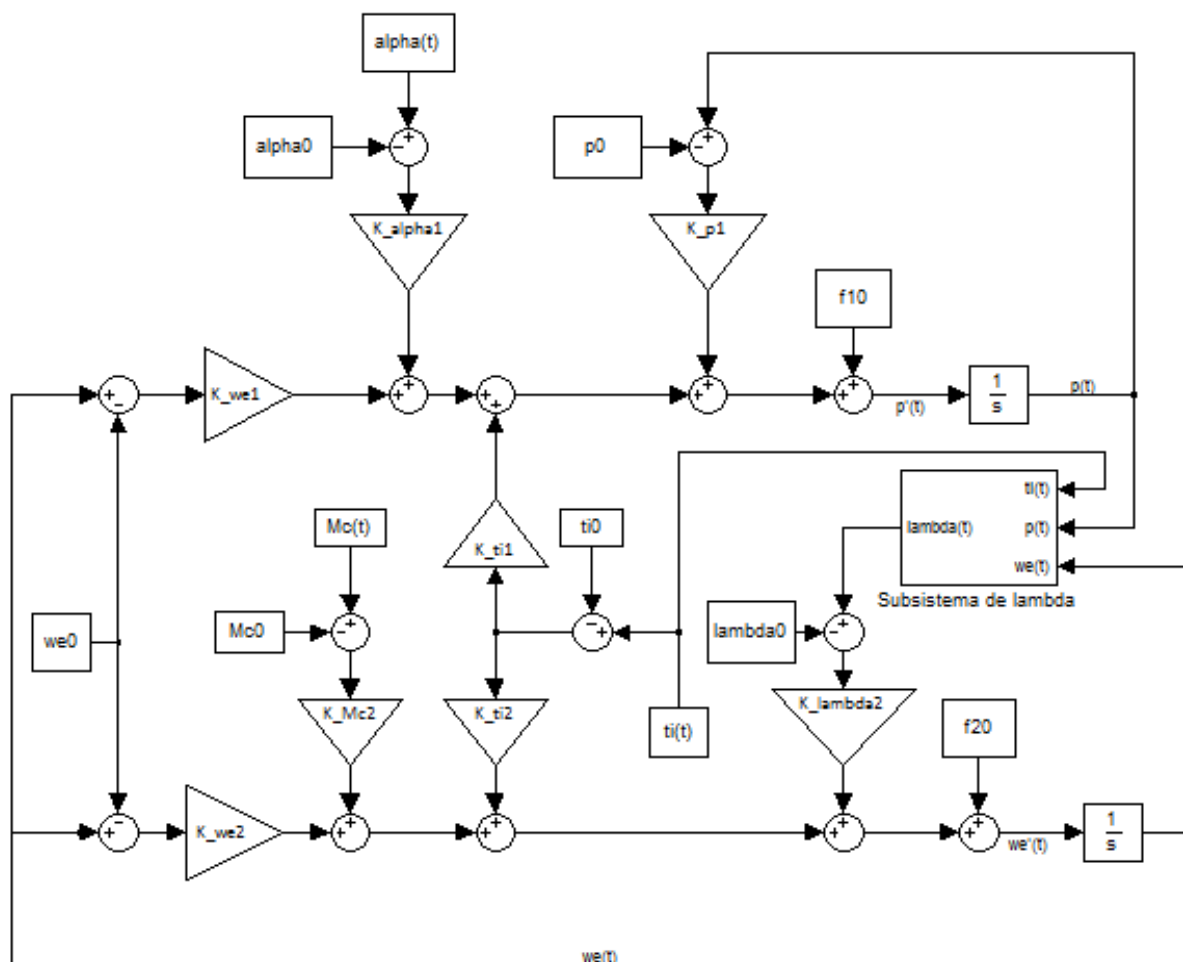


Figura 6.3.- Diagrama de bloques final con subsistema de lambda

Analizando este nuevo diagrama de bloques con su subsistema correspondiente, se aprecia que varios de los parámetros de los que depende lambda vienen, a su vez, realimentados por integradores, descartándose así la idea inicial de que el sistema es de primer orden.

Incluyendo lo contenido del subsistema de lambda en este diagrama final de la Figura 6.3, con el fin de poder representar todo en un solo esquema, se tiene el siguiente diagrama:

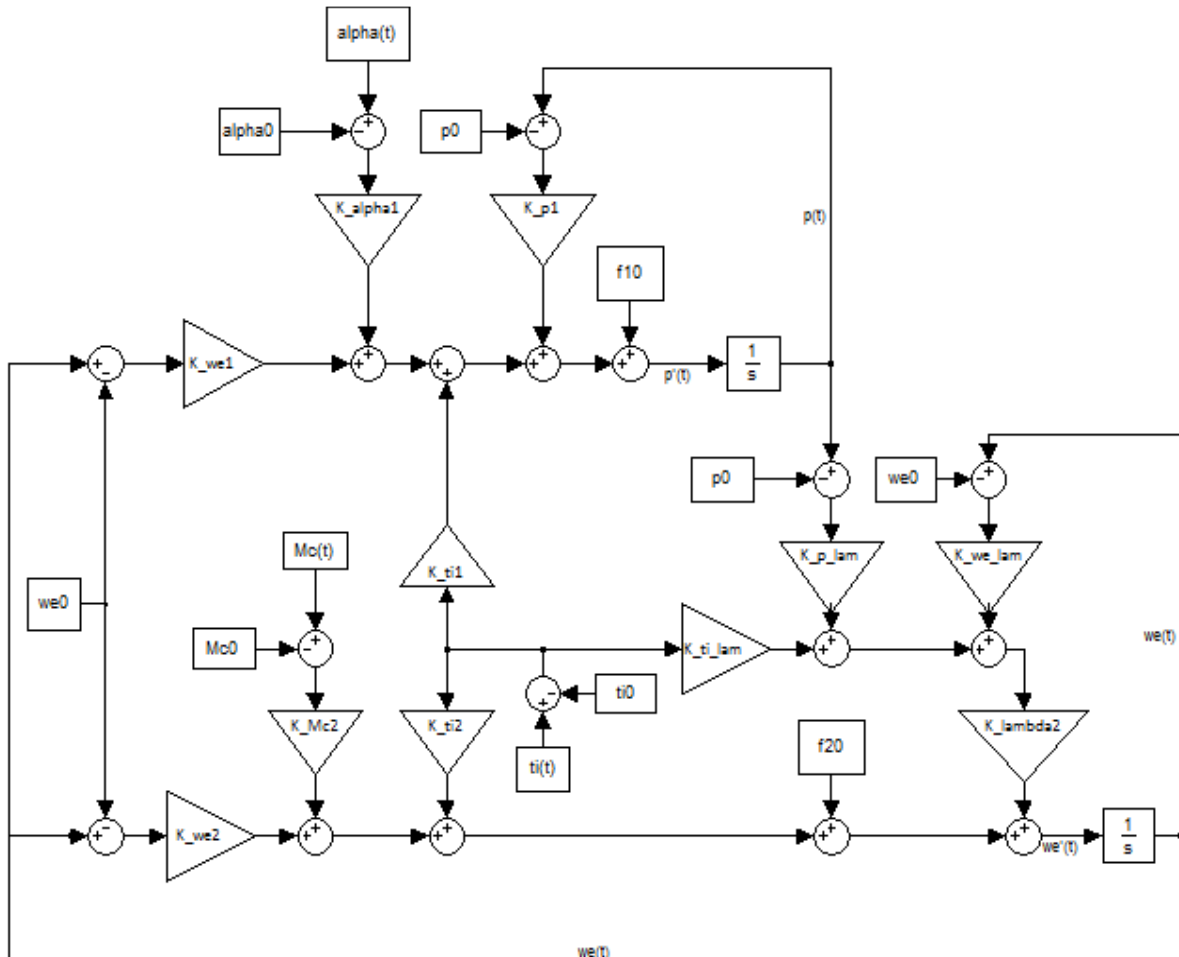


Figura 6.4.- Diagrama de bloques final sin subsistema de lambda

En este diagrama completo se aprecia con más claridad el hecho de que varias señales atraviesan los dos integradores, por lo que es de suponer que el sistema se trata de uno de segundo orden.

Para confirmar, o desmentir, esta hipótesis es necesario realizar la reducción del diagrama de bloques con el objetivo de obtener unas funciones de transferencia que relacionen las entradas con las salidas. Una vez que se tengan dichas funciones, podrá ser determinado el orden de las mismas y, por tanto, el orden del sistema. Podría darse el caso de que el sistema se comporte como uno de segundo orden para alguna de las salidas, mientras que lo hace como uno de primero para otras. Incluso para una misma salida, la función de transferencia que la relaciona con una entrada podrá ser de un orden, y para otra entrada de otro.

En el siguiente apartado se va a realizar la reducción del diagrama de bloques obtenido de la linealización del sistema (Figura 6.4). Para ello se consultaron numerosas referencias tales como [10] y [11] con el objetivo de realizar una buena reducción para cada una de las salidas del sistema.

6.6.- Reducción del diagrama de bloques

A la hora de proceder a la reducción del diagrama de bloques anterior, el primer paso a realizar es la eliminación de las condiciones iniciales del sistema, por lo que el diagrama anterior queda:

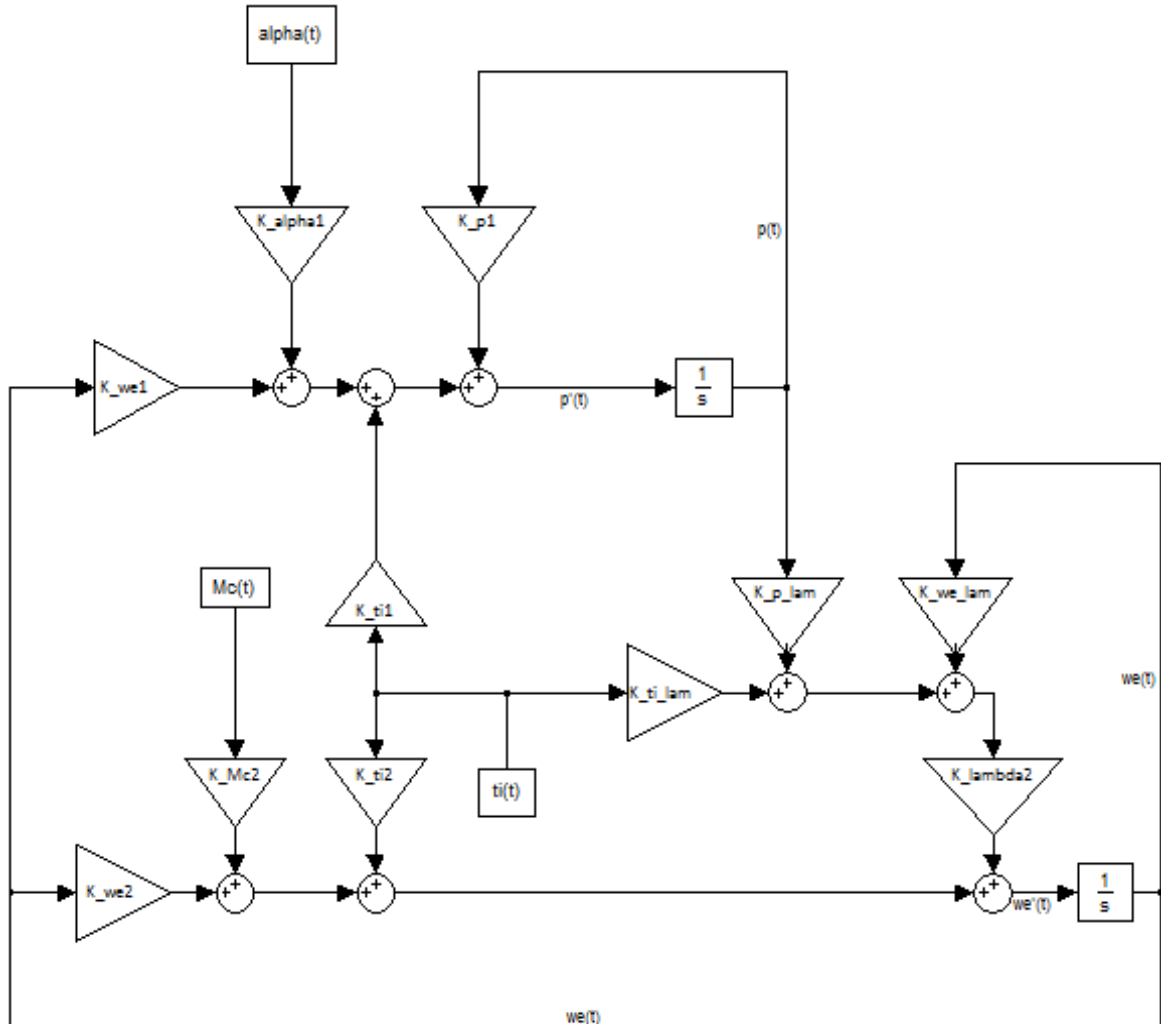


Figura 6.5.- Diagrama de bloques resultado de la linealización sin condiciones iniciales

Trabajar con esta nomenclatura y con este estilo de representación de los diagramas no es apropiado para la realización de la reducción del diagrama, por lo que a partir de este momento se va a cambiar el formato de representación de los diagramas.

El sistema, tal y como se ha estudiado en el modelado, tiene dos salidas principales: $\omega_e(t)$ y $p(t)$, pero además de estas dos salidas se obtiene $\lambda(t)$ como resultado de una operación intermedia, por lo que resulta también interesante estudiar el comportamiento de este parámetro.

A continuación, se procederá a la realización de la reducción del diagrama anterior para cada una de las tres salidas consideradas, de modo que se pretende la obtención de unas funciones de transferencia que relacionen las entradas con cada una de las tres salidas consideradas.

Nota: Para la nomenclatura de las figuras en la reducción, éstas se van a numerar según el paso de reducción en el que se encuentre el diagrama, comenzando desde el número 1.

6.6.1.- Reducción del diagrama para $\omega_e(t)$

Partiendo del diagrama de bloques sin condiciones iniciales anterior, y considerando $\omega_e(t)$ como la salida del sistema, se tiene el siguiente diagrama:

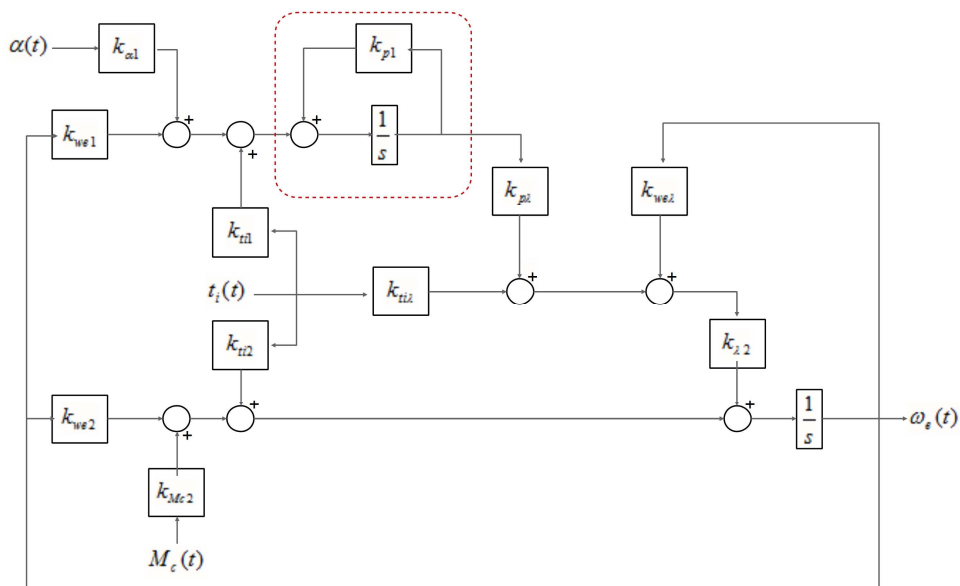


Figura 6.6.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (1)

La parte remarcada en el diagrama anterior es un lazo simple de realimentación, por lo que puede ser fácilmente reducido. En la Figura 6.7 se representa el diagrama con la reducción citada y reorganizado de una forma más adecuada para su análisis:

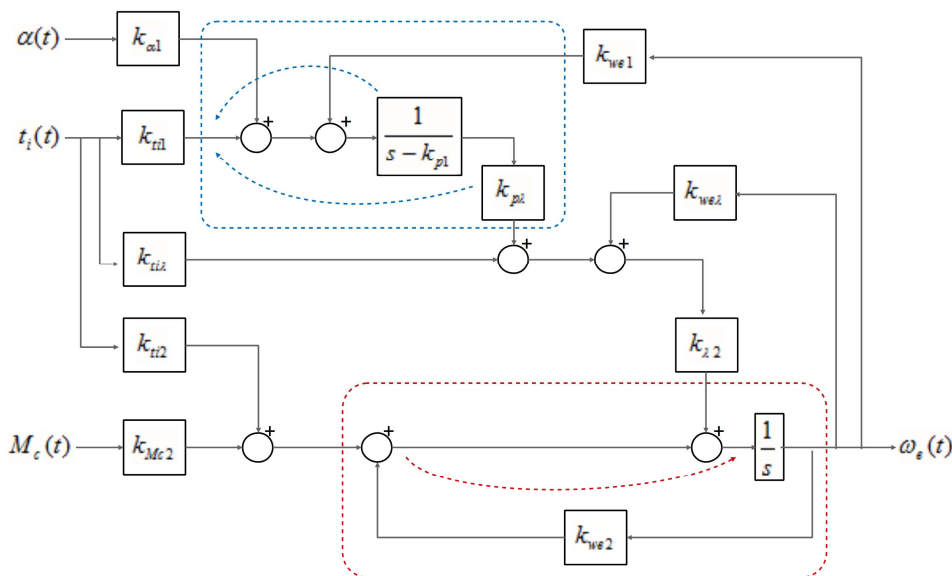


Figura 6.7.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (2)

Debido a la regla de conmutabilidad, los sumadores pueden alternar su posición. Por tanto, tal y como se aprecia en la figura anterior, conmutando las dos sumas dentro de la zona enmarcada en rojo, se obtiene un lazo de realimentación simple que puede ser reducido. A su vez, dentro del recuadro azul, se modifica la posición de dos de los bloques con respecto a los sumadores. Por tanto, realizando las reducciones del diagrama y volviéndolo a organizar, queda:

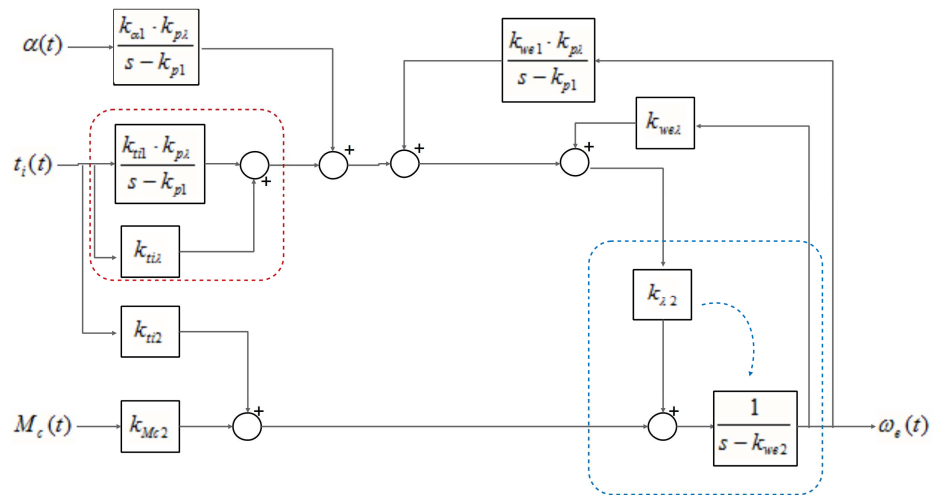


Figura 6.8.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (3)

En el diagrama anterior, lo que se encuentra dentro del recuadro rojo, es simplemente una estructura en paralelo que puede reducirse fácilmente. Por otro lado, en la zona remarcada en azul se realiza un intercambio entre un bloque y un sumador. El nuevo diagrama reducido y reorganizado se muestra en la Figura 6.9:

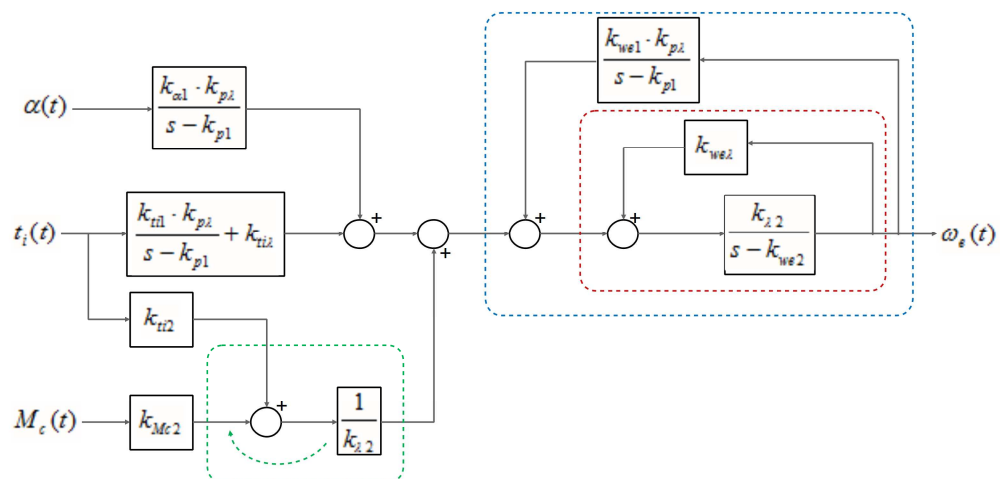


Figura 6.9.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (4)

En este caso, los recuadros rojo y azul enmarcan dos estructuras de realimentación, por lo que, realizando primeramente la reducción del recuadro rojo y a continuación la del azul, se obtiene un único bloque de todo ese conjunto. Si además se realiza el intercambio entre el bloque y el sumador del recuadro verde, entonces el diagrama reducido resulta como sigue:

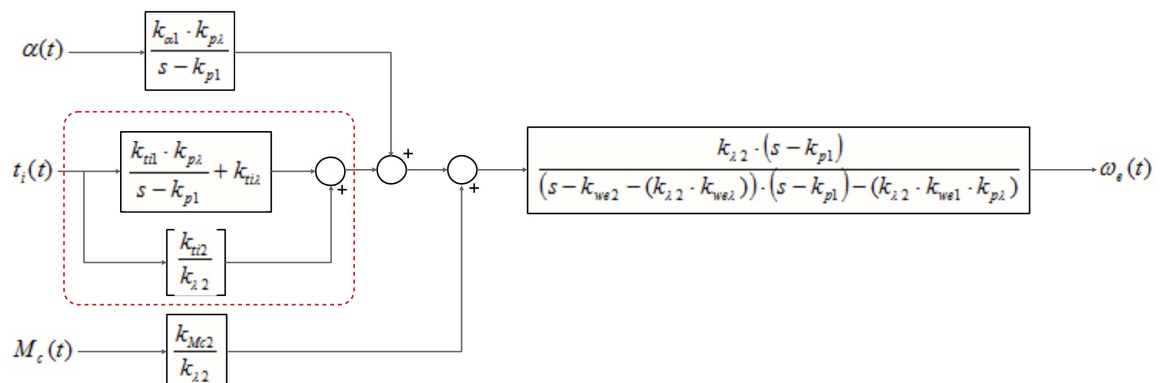


Figura 6.10.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (5)

En la Figura 6.10 el recuadro rojo recoge una estructura en paralelo que puede ser reducida. Además se puede pasar a la izquierda de los sumadores el bloque de la derecha mediante una simple operación de intercambio, de manera que el sistema reducido queda de la siguiente forma:

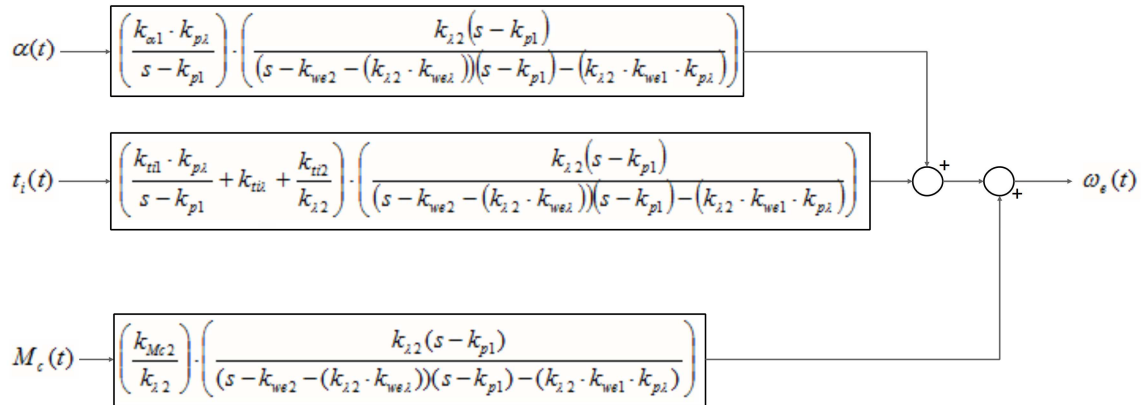


Figura 6.11.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (6)

Simplificando el diagrama de la Figura 6.11, el sistema reducido final queda:

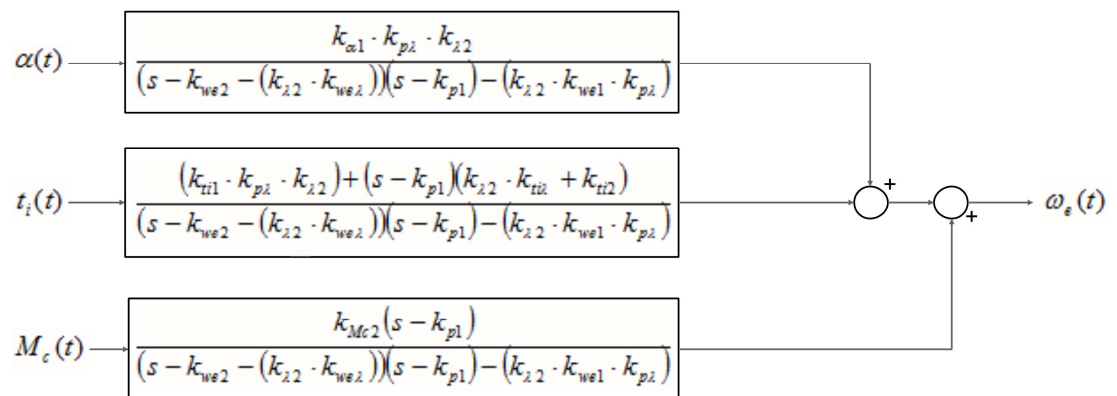


Figura 6.12.- Reducción del diagrama de bloques para régimen de giro (7)

Por tanto, tras la reducción del diagrama de bloques para $\omega_e(t)$ se obtienen tres funciones de transferencias que relacionan cada una de las entradas del sistema con la salida $\omega_e(t)$. Tal y como se aprecia en la Figura 6.12, las funciones de transferencia son de segundo orden y, además, los denominadores de cada una de ellas son iguales, por lo que los polos de las tres funciones de transferencia serán iguales en los tres casos.

En lo que respecta a los numeradores, se puede observar que difieren unos de otros, existiendo un cero para el caso de las entradas del tiempo de inyección y del par de carga. Por otro lado, para el caso de la posición de la mariposa, la función de transferencia que la relaciona con las revoluciones no posee ningún cero, por lo que se tratará de una función de segundo orden sin cero.

En conclusión, para el caso de las revoluciones como salida, las funciones de transferencia son de segundo orden con polos iguales, pero difieren en el número de ceros y en la ganancia de las mismas.

6.6.2.- Reducción del diagrama para $\lambda(t)$

Se parte del mismo diagrama inicial que para $\omega_e(t)$ (Figura 6.5), solo que en este caso la salida estudiada es $\lambda(t)$:

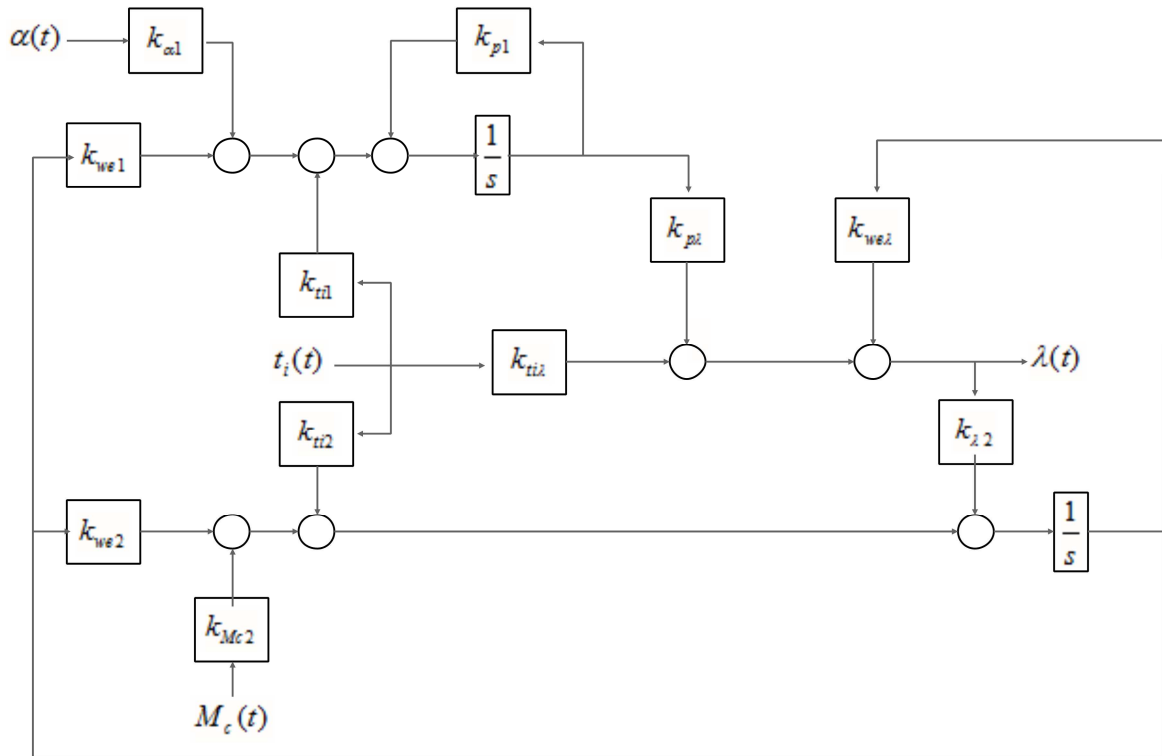


Figura 6.13.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (1)

Reordenandolo y realizando alguna simplificación en la Figura 6.13 se tiene que:

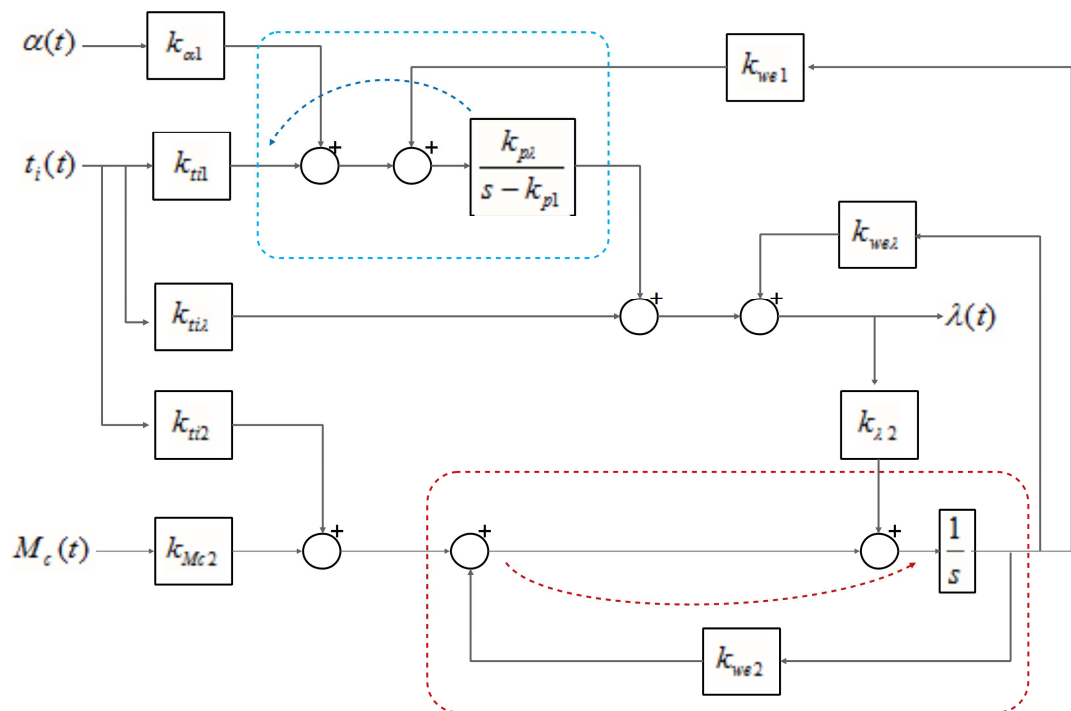


Figura 6.14.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (2)

Realizando las reducciones de los recuadros azul y rojo y reordenando, el sistema queda:

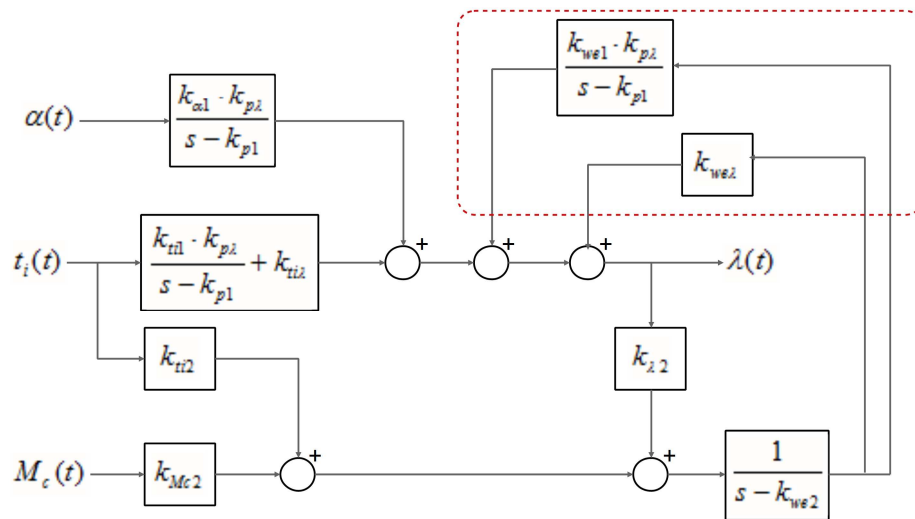


Figura 6.15.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (3)

Los bloques contenidos en el recuadro rojo de la Figura 6.15 son una suma en paralelo, por lo que pueden reducirse fácilmente. A su vez, el resultado de esta suma viene precedido por otro bloque, de manera que ambos pueden fusionarse quedando el sistema como sigue:

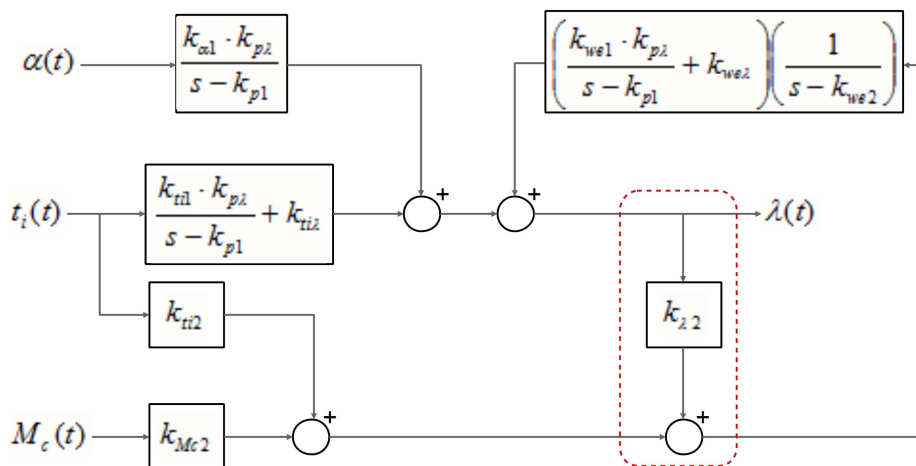


Figura 6.16.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (4)

Lo enmarcado en rojo se puede reducir tal y como se muestra en la Figura 6.17, de manera que entra dentro de una realimentación:

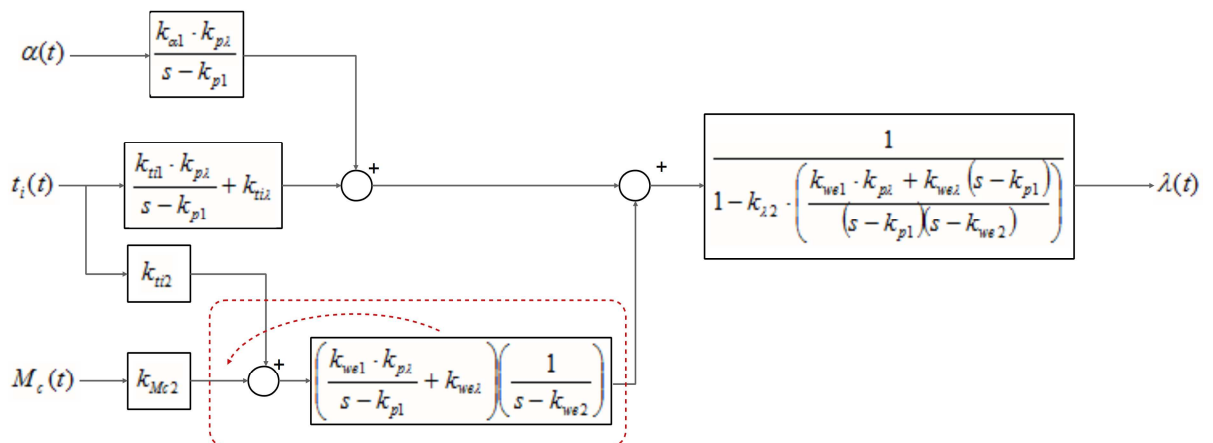


Figura 6.17.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (5)

Realizando el intercambio bloque-sumador indicado en el recuadro rojo y operando y simplificando el bloque de la derecha, el diagrama queda:

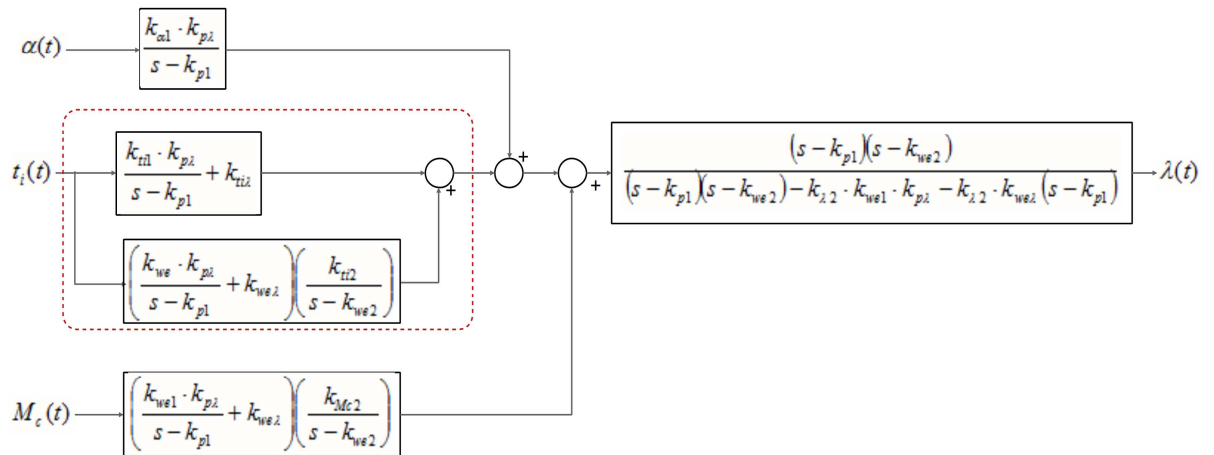


Figura 6.18.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (6)

Lo enmarcado se trata de una estructura en paralelo reducible, de forma que el diagrama de bloques resulta como sigue:

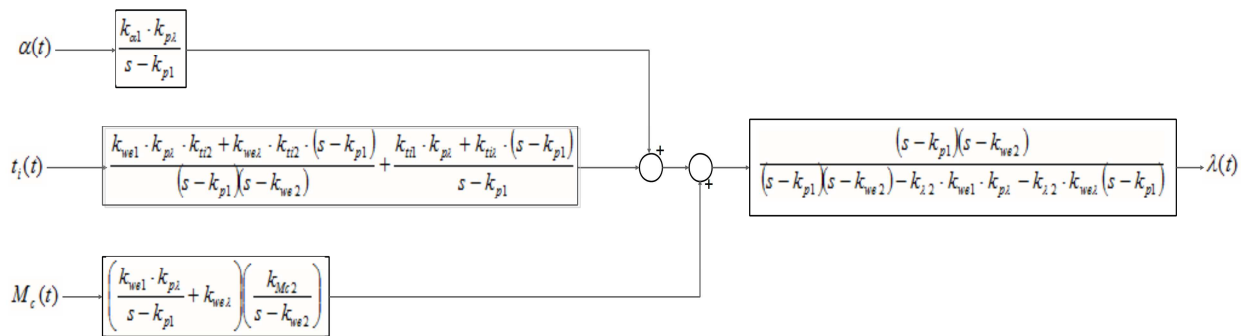


Figura 6.19.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (7)

Operando y simplificando los cocientes de los bloques de la Figura 6.19 se tiene:

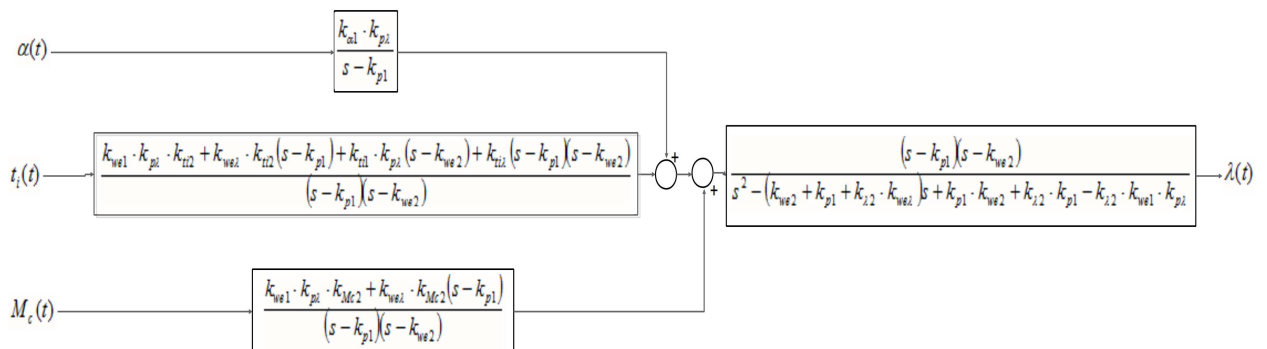


Figura 6.20.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (8)

Finalmente, el diagrama de bloques que relaciona las tres entradas con lambda es el que se muestra a continuación en la Figura 6.21:

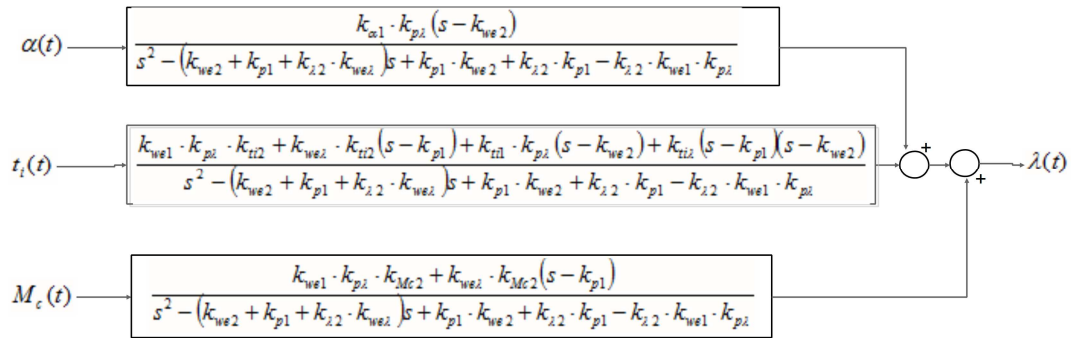


Figura 6.21.- Reducción del diagrama de bloques para lambda (9)

Al igual que lo ocurrido anteriormente con $\omega_e(t)$, tras la reducción del diagrama de bloques de lambda como salida se obtienen tres bloques sumados que representan las tres funciones de transferencia que relacionan cada una de las entradas con la salida. Para este caso también se obtienen denominadores iguales en las tres funciones de transferencia, por lo que los polos que definen la dinámica de dicha salida son iguales para las tres funciones de transferencia.

Por otro lado, en lo referido a los ceros, las entradas de la mariposa y par de carga están relacionadas con lambda por funciones de transferencia con un cero, mientras que la correspondiente al tiempo de inyección posee dos ceros (función de transferencia propia). Esto provoca que, inicialmente, la respuesta de la salida ante un escalón del tiempo de inyección sea instantánea, y posteriormente pasa a tener una dinámica más lenta. Este hecho se aprecia en el Capítulo 9 en los resultados de la simulación.

6.6.3.- Reducción del diagrama para p(t)

Al igual que para el caso de $\omega_e(t)$ y $\lambda(t)$, el diagrama de bloques inicial es igual al diagrama obtenido de la linealización despreciando las condiciones iniciales que aparece en la Figura 6.5:

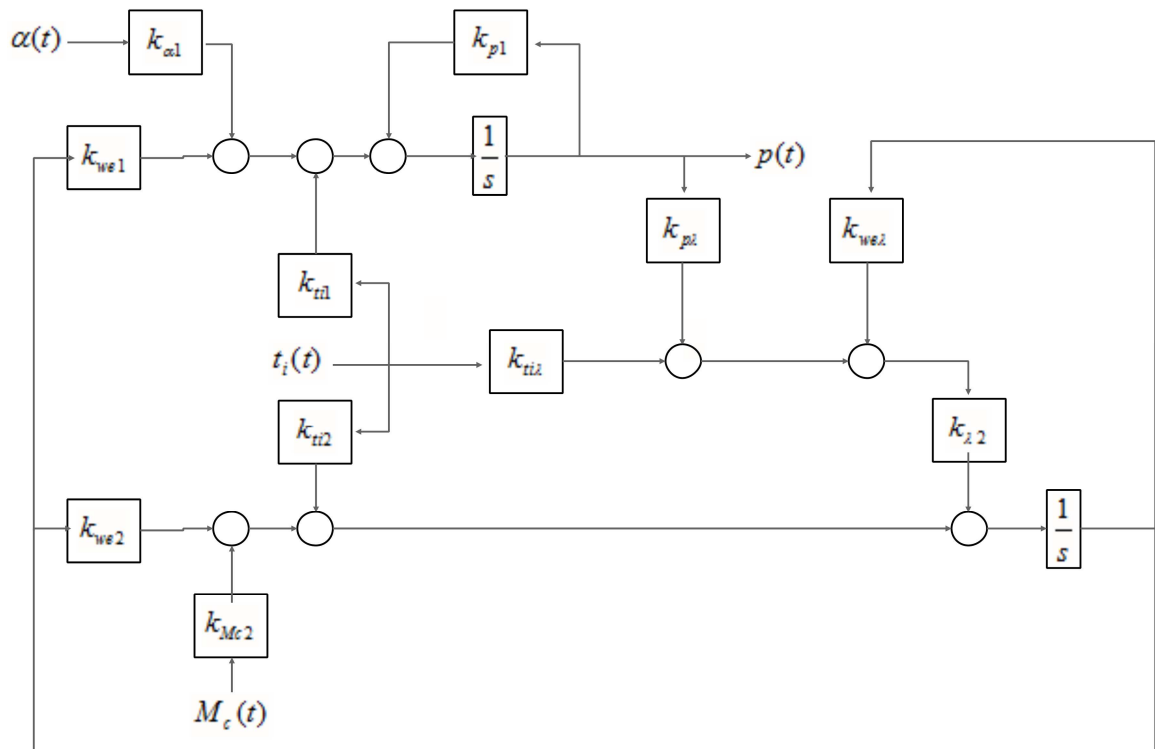


Figura 6.22.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (1)

Reorganizando y reduciendo la Figura 6.22, el diagrama de bloques queda como se muestra a continuación:

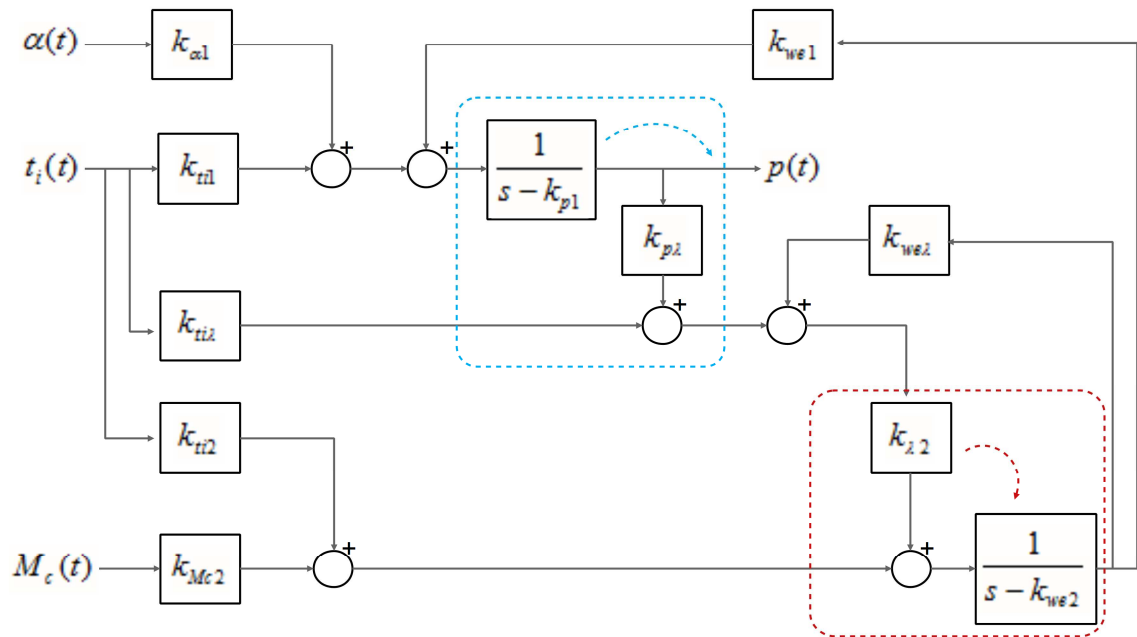


Figura 6.23.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (2)

Realizando los intercambios señalados por los recuadros azul y rojo de la Figura 6.23 se tiene el siguiente diagrama reducido:

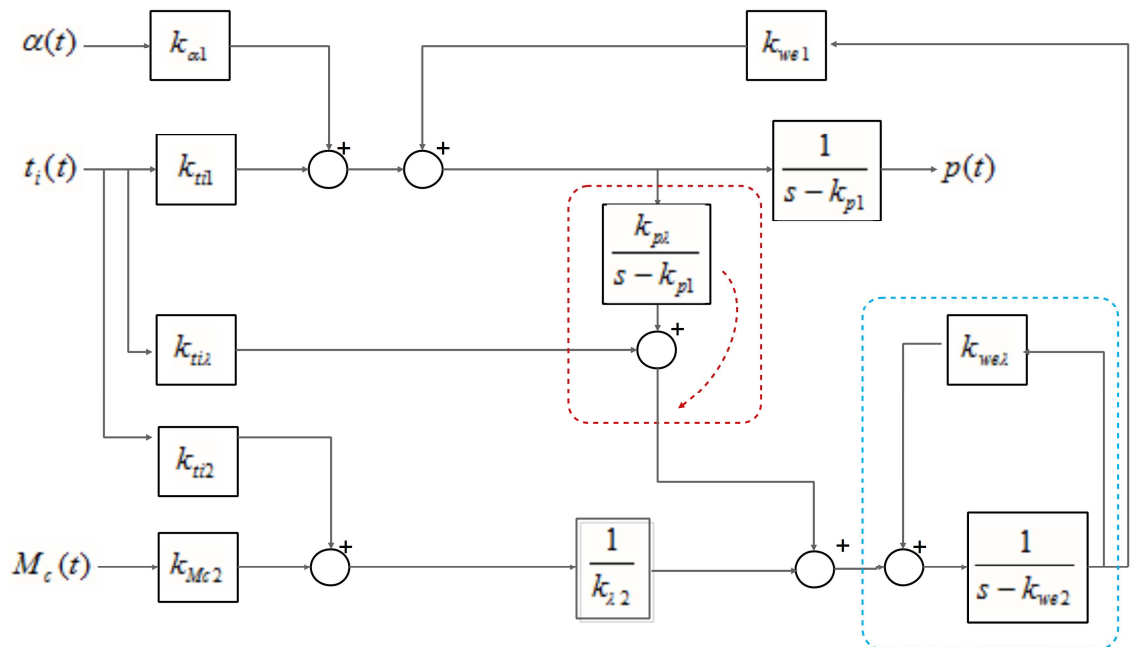


Figura 6.24.-Reducción del diagrama de bloques para la presión (3)

Lo encuadrado en azul es una realimentación simple, y en rojo un intercambio bloque-sumador, por lo que en ambos casos se puede reducir el sistema. El resultado de ambas reducciones se muestra en la Figura 6.25.

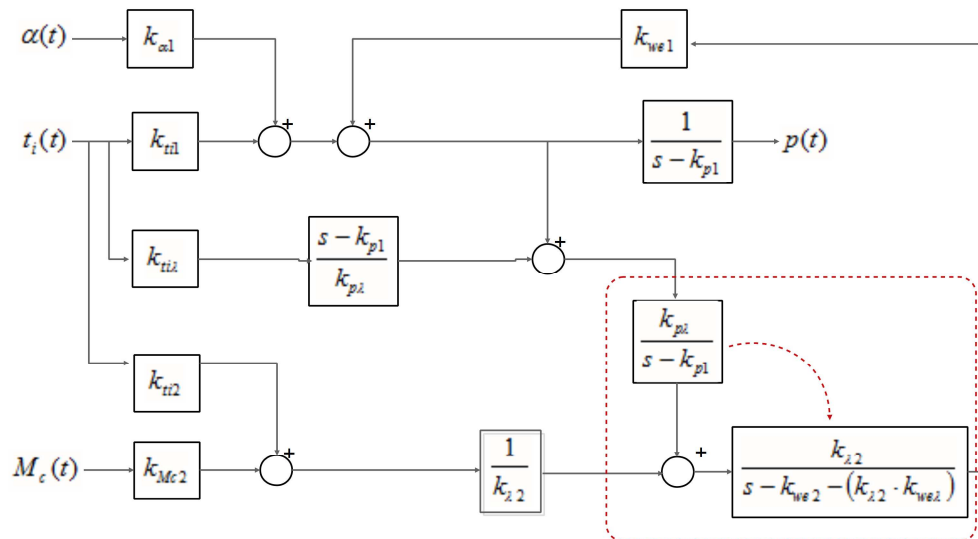


Figura 6.25.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (4)

Realizando el intercambio señalado en la Figura 6.25, el esquema reducido queda:

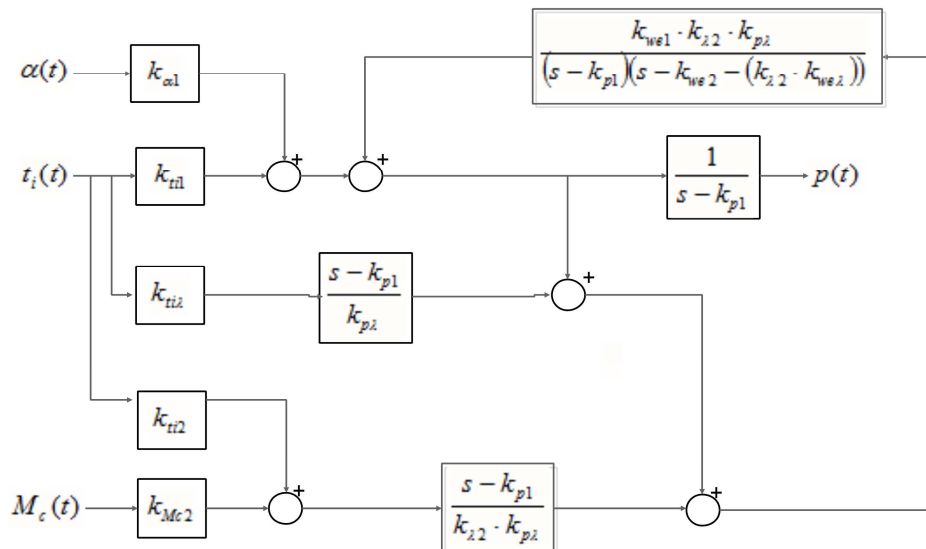


Figura 6.26.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (5)

El diagrama anterior puede reducirse como sigue:

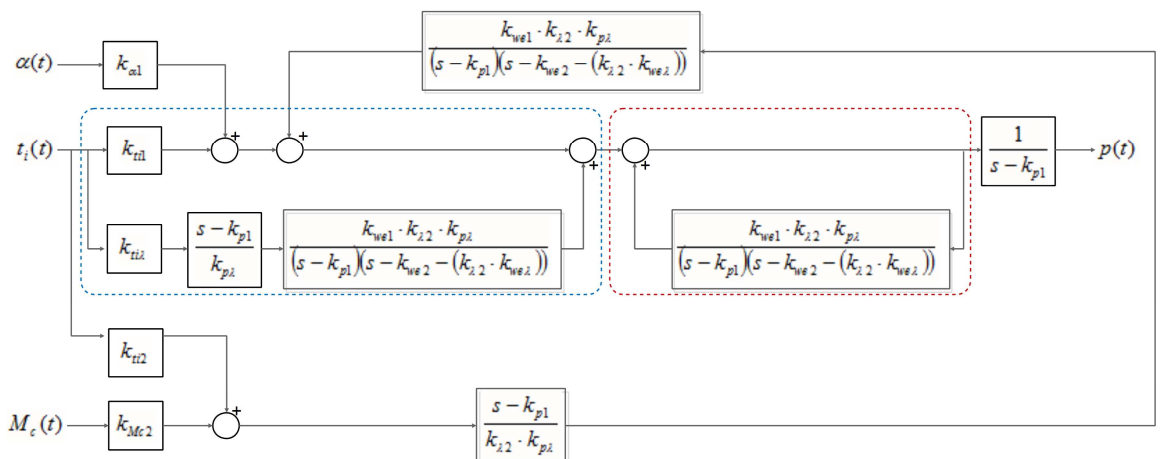


Figura 6.27.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (6)

Lo contenido en el recuadro rojo se trata de una realimentación, mientras que lo del azul es una estructura en paralelo. En ambos casos se puede llevar a cabo la reducción del diagrama de bloques, de manera que se tiene:

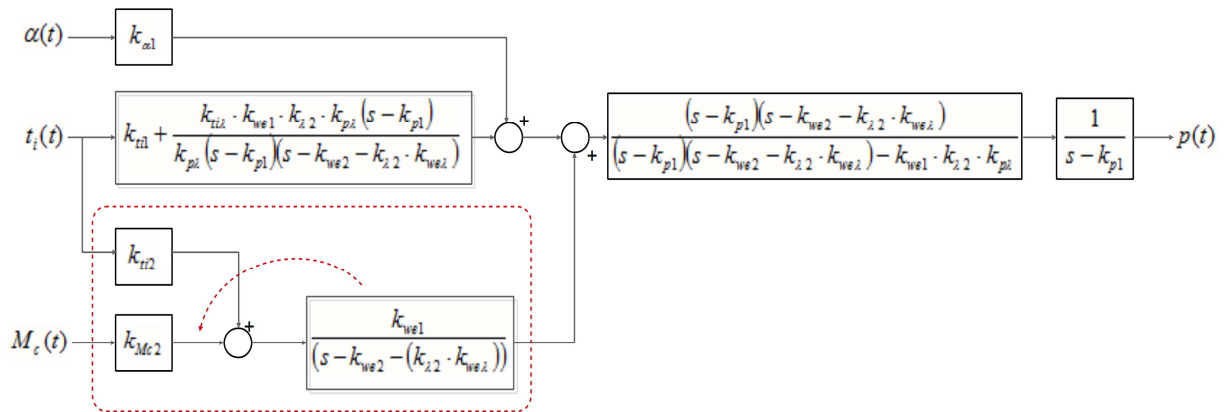


Figura 6.28.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (7)

Realizando el intercambio bloque-sumador señalado en el diagrama anterior, y operando con los bloques, el diagrama queda como se muestra en la Figura 6.29:

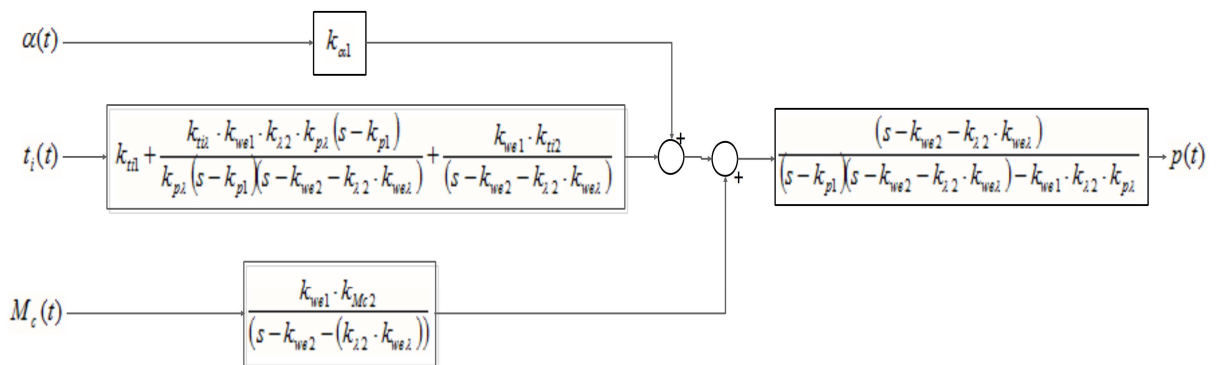


Figura 6.29.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (8)

Simplificando y operando se tiene:

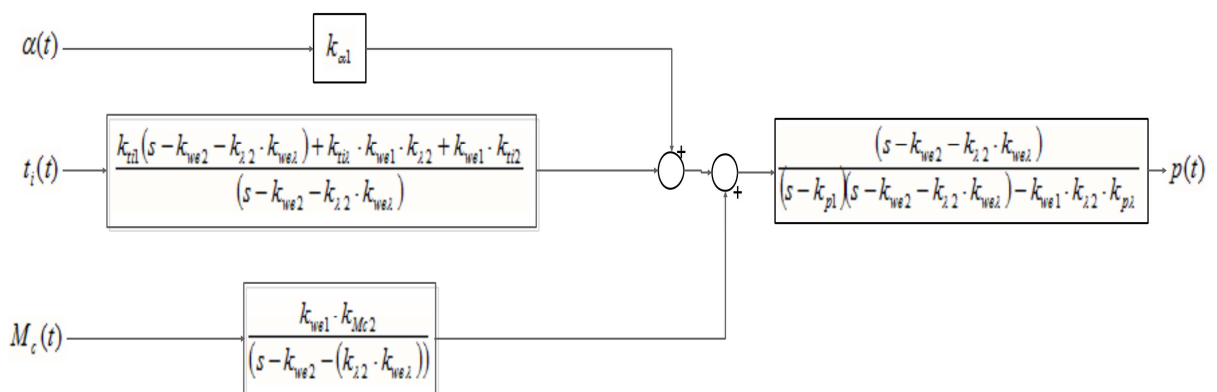


Figura 6.30.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (9)

De manera que el diagrama de bloques reducido final para el caso de la presión queda:

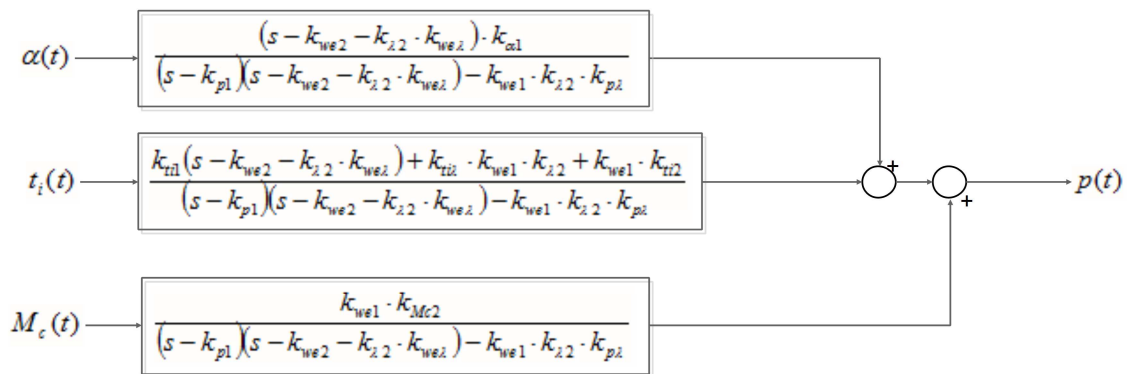


Figura 6.31.- Reducción del diagrama de bloques para la presión (10)

Al igual que ocurría con las dos salidas estudiadas anteriormente (Figura 6.12 y Figura 6.21), las funciones de transferencia que relacionan las entradas con la salida en la Figura 6.31 son de segundo orden con los mismos polos, pero con ceros y ganancias diferentes.

Para el caso de la presión, las funciones de las entradas de mariposa y tiempo de inyección poseen un cero, mientras que la del par de carga no. Los ceros en ambos casos son diferentes, al igual que las ganancias.

A modo de conclusión de la linealización del sistema, cabe señalar que, a la luz de los resultados obtenidos en este capítulo, y a pesar de que los valores numéricos de los parámetros que conforman las funciones de transferencia no se han podido determinar como consecuencia de la tremenda complejidad de dicho trabajo, la estructura de las mismas ha podido ser determinada de una forma satisfactoria. De hecho, todo apunta a que el sistema estudiado se trata de uno de segundo orden en el que, para cada una de las tres salidas, las funciones que relacionan cada una de las entradas con las mismas tienen los mismos polos, diferenciándose únicamente en el número de ceros y en la ganancia.

El conocimiento de este hecho puede ser de gran ayuda para la posterior identificación de la dinámica del sistema y la verificación de que ésta está bien realizada.

7.- IDENTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DE PARÁMETROS

7.1.- Descripción del equipo experimental

Para la realización de los ensayos experimentales con el motor Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW, cuyas características y ficha técnica ya se han descrito anteriormente en este proyecto, se dispone de una celda de ensayo de motores que cuenta con un freno electromagnético de corrientes parásitas AVL-80 capaz de medir potencias de hasta 80kW y con un control de banco BME-300 el cual permite el manejo del freno con cuatro modos de control: par motor efectivo-posición de la válvula de mariposa, par motor efectivo-régimen de giro, régimen de giro-posición de la válvula de mariposa y régimen de giro-par motor efectivo (ver Figura 7.1) .



Figura 7.1.- Freno electromagnético y banco de corrientes parásitas utilizados para los ensayos

El freno lleva a cabo la medición del par motor efectivo por medio de una célula de carga, con un sensor inductivo el régimen de giro y mediante un motor paso a paso la posición del acelerador. Además permite la conexión del equipo al sistema de adquisición de datos para el registro de estos valores. Mediante las consignas del control del banco y las mandadas desde el puesto de PC se realiza el control del funcionamiento del motor. De esta manera, estando fuera de la celda de ensayos y sin contacto con el motor, es posible la modificación de las distintas condiciones de funcionamiento del mismo con el fin de realizar los ensayos pertinentes.

En las Figura 7.2 y Figura 7.3 se muestran unas fotografías, tanto de la celda de ensayos en la que se encuentra el motor como del puesto de control situado en el exterior de la celda.

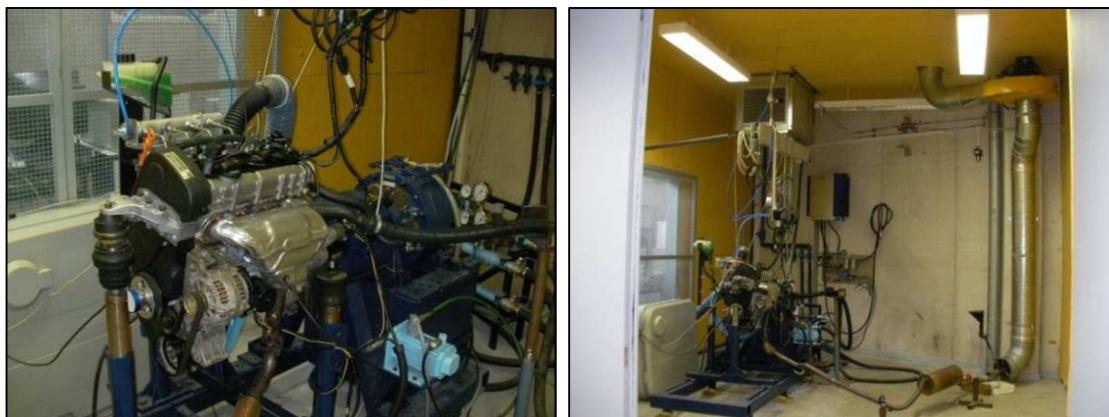


Figura 7.2.- Motor en estudio y celda



Figura 7.3.- Puesto de control situado fuera de la celda del motor

La instalación en la celda del motores, así como la línea de alimentación de hidrógeno, han sufrido diversas ampliaciones y modificaciones desde que instaló el motor VW 1.4 16v para su funcionamiento con hidrógeno. A partir de la experiencia adquirida con el uso de la línea de alimentación de hidrógeno se han realizado modificaciones para mejorar la seguridad y garantizar la estabilidad de la presión en la línea de hidrógeno.

Tal y como se comentó en el Capítulo 3, con respecto a la instalación de hidrógeno, ésta cumple las siguientes especificaciones:

- Capacidad de suministrar un caudal de hidrógeno suficiente para llevar el motor a su plena potencia.
- Instalación de otra línea de nitrógeno para la purga del sistema en caso de emergencia.
- Sistemas de detección de fugas de hidrógeno (dos sensores electroquímicos TQ122).
- Disponibilidad de un sistema de control de alimentación con purga automática (UC TQ4000).

Profundizando en lo citado en el Capítulo 3, las bombonas que alimentan las dos líneas de la instalación (la de hidrógeno y la de nitrógeno) proporcionan una presión de hasta 200 bares, que a través de los manorreductores principales se reduce a unos 10 bares. Tanto la línea de hidrógeno como la de nitrógeno disponen de su propia electroválvula y a su salida se unen en una misma línea de gas, donde existe otro manorreductor el cual lleva a cabo la reducción de la presión a unos 8 bares y su completa estabilización. Junto a dicho elemento hay instalada una válvula de seguridad y un caudalímetro de hidrógeno, y al final de la línea existe una válvula antirretorno. Antes de dicha válvula existe un último manorreductor que reduce la presión hasta unos 3 bares. Por último, en la línea de retorno hay colocada una electroválvula de purga, que barre todo el hidrógeno acumulado en la línea que va hasta el motor.

Para una observación cómoda de la presión de inyección del hidrógeno se instaló un manómetro al final de la línea, de manera que su valor puede ser visto incluso desde la mesa de mandos en el exterior de la celda del motor.

En la siguiente figura se representa un esquema de la instalación completa utilizada en la realización de los ensayos experimentales con el motor: celda de ensayo de motores y sistema de

alimentación de combustible, así como los controles de la instalación, control del banco de motores, control del sistema de alimentación, control del sistema de seguridad y el sistema de adquisición de datos independiente del *Data Logger* de la ECU MoTeC M400 compuesto por una tarjeta de captura de datos NI CompacDAQ.

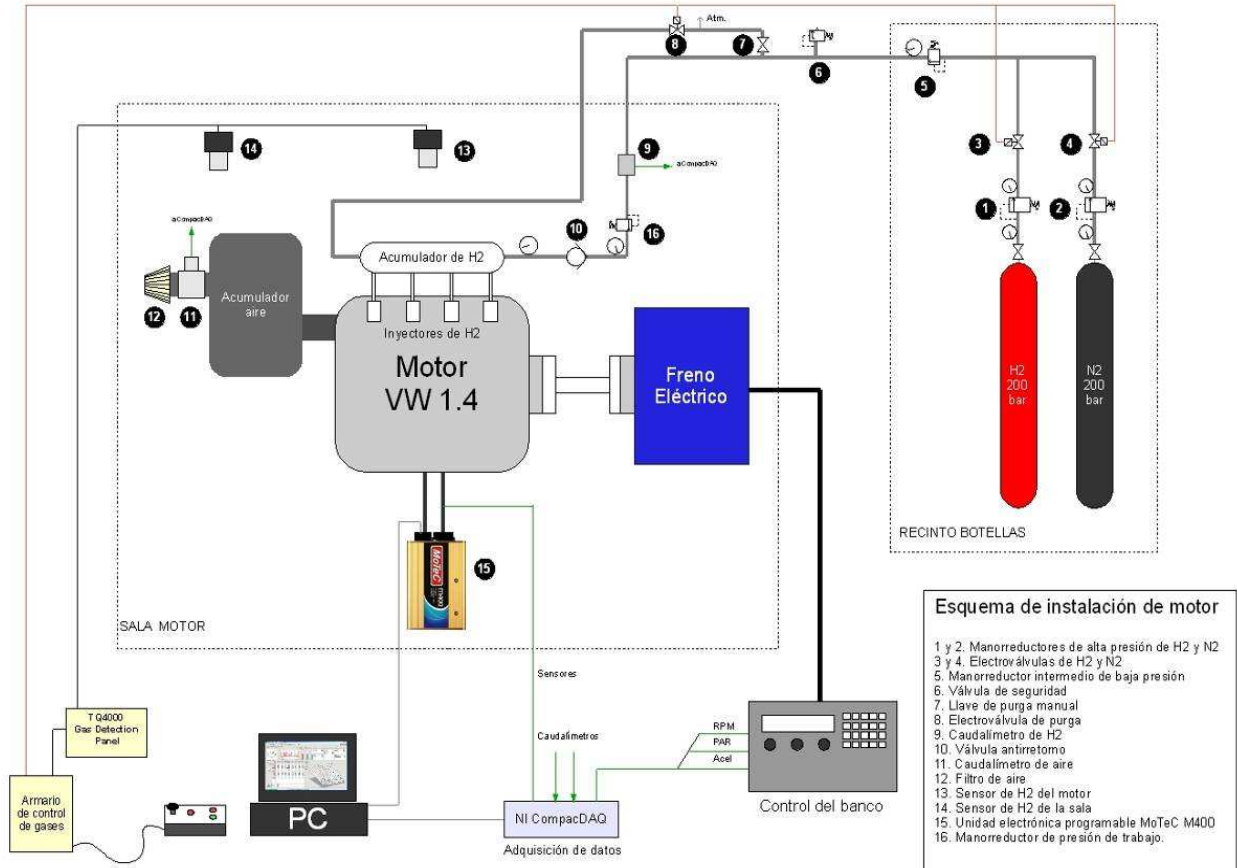


Figura 7.4.- Esquema completo de la instalación experimental

Para concluir con este apartado dedicado a la descripción del equipo experimental cabe señalar que, antes del encendido del motor para la realización de un ensayo, existe una secuencia de pasos a seguir a modo de protocolo de seguridad. El orden de las operaciones a realizar se enumera a continuación:

1. Encender celda de motores
2. Activar extractor de celda y extractor de escape
3. Abrir paso del agua del banco de motores
4. Encender ECU
5. Activar aparatos de medida
6. Encender panel de control de alimentación de hidrógeno
7. Activar panel de detección de gases y alimentación de válvulas (armario de control)
8. Abrir botellas de gas
9. Encender motor

7.2.- Parámetros del inyector

Tal y como se ha comentado en el Capítulo 5, la expresión que muestra la relación entre la masa de combustible inyectado y el tiempo de inyección es la siguiente:

$$m_{H_2}(t) = K_{iny} (t_i(t) - t_{0iny}) \quad (\text{Ec. 7.1})$$

donde $m_{H_2}(t)$ masa de combustible inyectado en g/ciclo;
 $t_i(t)$ tiempo de inyección en ms; y
 K_{iny} y t_{0iny} parámetros del inyector.

En lo que respecta a los parámetros del inyector, t_{0iny} representa el tiempo muerto del inyector, debido a que es un sistema mecánico y no instantáneo. Por otra parte, K_{iny} representa la constante de proporcionalidad entre el tiempo de inyección y la masa inyectada. Algunos fabricantes adjuntan los valores de estos parámetros en la ficha técnica del inyector. Sin embargo, la gran mayoría no lo hace, por lo que deben ser identificados mediante la realización de ensayos experimentales. En el caso concreto de los inyectores utilizados en este Proyecto Fin de Carrera, sus parámetros correspondientes deben ser identificados experimentalmente. Para ello se debe realizar un ensayo relativamente sencillo.

El ensayo para la determinación de los parámetros del inyector Quantum utilizado para la inyección de hidrógeno consiste, únicamente, en la anotación de los valores del caudalímetro de combustible y del régimen de giro para distintos valores de tiempo de inyección. Así, una vez conocidos el flujo de combustible y las revoluciones, es posible la determinación de la masa de combustible inyectada por ciclo para un tiempo de inyección determinado, ya que se sabe que la relación entre el flujo de combustible y la masa inyectada viene dada por la expresión mostrada a continuación [22]:

$$\dot{m}_{H_2}(t) = 3,333 \cdot 10^{-8} m_{H_2}(t) n(t) \quad (\text{Ec. 7.2})$$

donde $\dot{m}_{H_2}(t)$ flujo de combustible en kg/s;
 $m_{H_2}(t)$ masa de combustible inyectado en g/ciclo; y
 $n(t)$ régimen de giro en rpm.

La Tabla 2.1 muestra los datos que se obtuvieron tras la realización del ensayo descrito:

ti (ms)	RPM	Caudal_H2(l/min)	Caudal_H2(kg/s)	Masa_H2 (g/ciclo)
2,53	781,768	15,779	2,36422E-05	0,90734973
2,54	828,816	18,601	2,78705E-05	1,008907369
2,82	1011,414	28,417	4,25781E-05	1,263055383
2,96	1045,738	31,409	4,70612E-05	1,350219412
2,49	1365,201	31,056	4,65322E-05	1,022638286
2,33	1288,874	28,82	4,3182E-05	1,005209632
2,33	1516,451	35,696	5,34845E-05	1,058191573
3,03	1000,382	30,966	4,63974E-05	1,391529342
3,6	1001,104	38,846	5,82043E-05	1,744376539
4,4	1001,053	50,805	7,61228E-05	2,281510711
4,53	1001,221	53,714	8,04815E-05	2,411741033
5,05	1000,817	60,881	9,122E-05	2,734640436

Tabla 7.1.- Datos del ensayo para la determinación de los parámetros del inyector

Representando en una gráfica la relación entre la masa de hidrógeno y el tiempo de inyección se tiene:

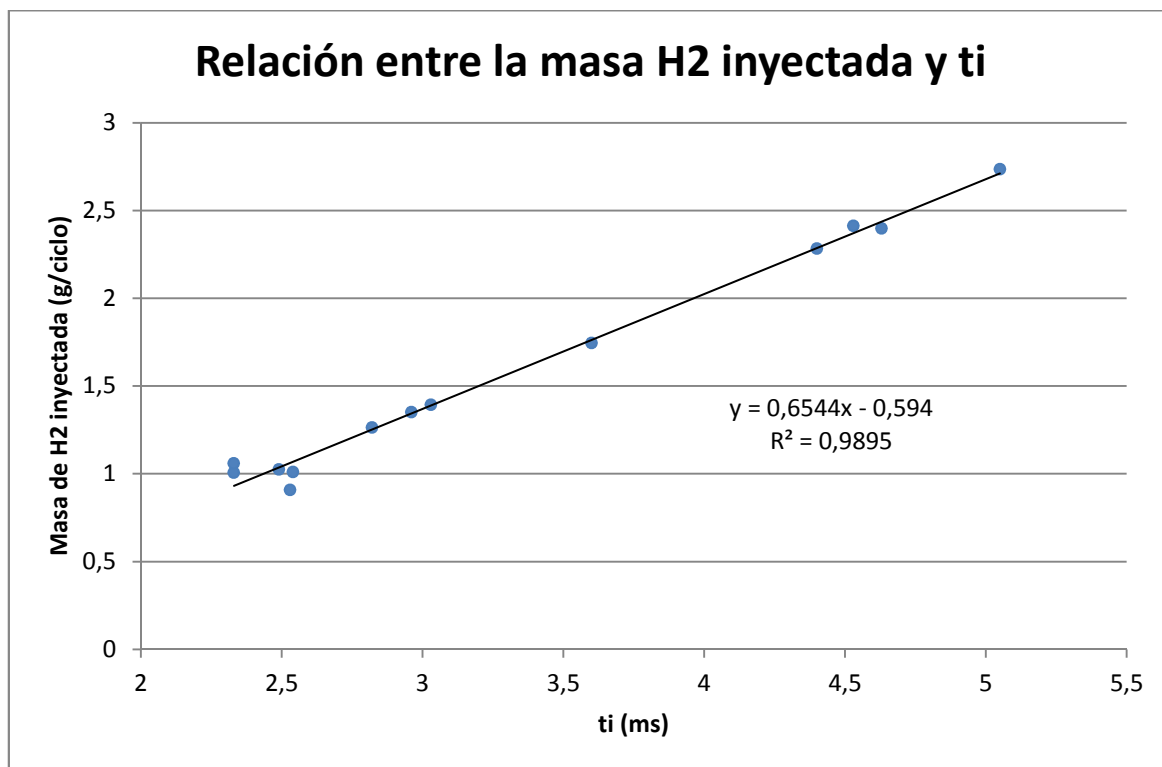


Figura 7.5.- Relación entre la masa de combustible inyectada y el tiempo de inyección

Analizando la gráfica anterior se llega a la conclusión de que, tal y como se esperaba, se da una relación lineal entre la masa de combustible inyectado y el tiempo de inyección. Si se centra el estudio en los valores más bajos de dicho tiempo, que presumiblemente serán los dados en el ralentí, se observa una ligera tendencia a la no-linealidad. Sin embargo, durante el desarrollo del presente proyecto, la relación lineal se asumirá como válida para todo el rango de valores del tiempo de inyección.

Aproximando por mínimos cuadrados una línea de tendencia, se obtiene los parámetros que ajustan dichos valores a una recta, obteniéndose como resultado una expresión que representa la relación entre la masa inyectada y el tiempo de inyección:

$$y = 0,6544x - 0,594 \rightarrow m_{H_2}(t) = 0,6544 t_i(t) - 0,594 \quad (\text{Ec. 7.3})$$

Comparando esta expresión con la (Ec. 7.1), se tiene que los parámetros del inyector identificados son:

$$K_{iny} = 0,6544 \quad (\text{Ec. 7.4})$$

$$t_{0iny} = \frac{0,594}{0,6544} = 0,9077 \quad (\text{Ec. 7.5})$$

De esta forma, a partir del tiempo de inyección es posible la obtención del flujo de combustible inyectado para cada valor régimen concreto.

7.3.- Par de pérdidas mecánicas e inercia del motor

Las pérdidas mecánicas que se producen en un motor de cuatro tiempos pueden ser clasificadas de la siguiente forma:

- Pérdidas por rozamiento. Dado que numerosas partes del motor están en contacto y poseen movimiento relativo entre sí, se produce la aparición de una fuerza de rozamiento. Para evitar desgastes y calentamientos excesivos de las superficies, todas las piezas en contacto estarán lubricadas con aceite, por lo que no se producirá contacto metal-metal entre las superficies. A este tipo de rozamiento se le denomina rozamiento hidrodinámico, y dependerá fundamentalmente de la viscosidad del lubricante. En particular, los elementos que más pérdidas por rozamiento provocan son los cojinetes (20-30%), los segmentos de los pistones (50-70%) y elementos de distribución (10-20%).

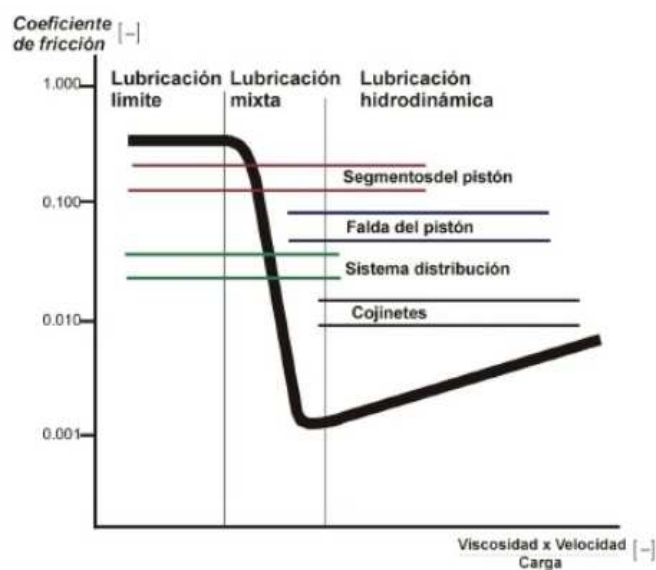


Figura 7.6.- Diagrama de Stribeck.

- Pérdidas por bombeo. Se deben a la fuerza que requiere el motor para aspirar el aire y expulsarlo en las carreras de admisión y escape, respectivamente. Normalmente son mayores a cargas parciales que a plena carga. Estas pérdidas dependen de la contrapresión de escape, así como de las pérdidas de carga en la admisión y del diagrama de distribución del motor.
- Pérdidas por accionamientos auxiliares tales como bomba de agua, bomba de aceite, alternador, servodirección, aire acondicionado, etc. En el este trabajo se consideran nulas.

La suma de la potencia absorbida por cada una de estas pérdidas es la potencia absorbida por las pérdidas mecánicas totales del motor:

$$N_{pm} = N_R + N_B + N_A \quad (\text{Ec. 7.6})$$

Además, la potencia absorbida por las pérdidas mecánicas es igual a la diferencia entre la potencia efectiva y la indicada:

$$N_{pm} = N_e + N_i \quad (\text{Ec. 7.7})$$

Para la determinación de dichas pérdidas existen varios métodos tales como:

- Método del diagrama indicado.
- Método de la recta de Willians.
- Método de Morse.
- Método de arrastre, etc.

7.3.1.- Cálculo del par de pérdidas mecánicas (2000 rpm)

En el presente Proyecto Fin de Carrera se ha utilizado Método de Morse como técnica para la determinación de las pérdidas mecánicas del motor. Según este método, las pérdidas mecánicas se determinan sumando las potencias efectivas obtenidas en el motor tras la anulación sucesivamente, y por turno de funcionamiento, de la combustión de cada uno de los cilindros del motor [3]. Señalar que durante la realización de los ensayos es necesario mantener el motor a un régimen constante, ya que de otro modo, los resultados se verían modificados como consecuencia de las diferentes pérdidas por fricción en cada uno de los casos, provocando la invalidación del método utilizado.

La diferencia entre la potencia efectiva entregada por el motor con todos sus cilindros operando y la potencia con un cilindro anulado, es la potencia que dicho cilindro entrega al mecanismo sin descontar las pérdidas por fricción, las cuales ahora son vencidas por los demás cilindros que siguen operativos:

$$\begin{aligned}
 \text{Sin combustión en el cilindro 1} \quad N_e^1 &= N_{e2} + N_{e3} + N_{e4} - N_{pm1} \\
 \text{Sin combustión en el cilindro 2} \quad N_e^2 &= N_{e1} + N_{e3} + N_{e4} - N_{pm2} \\
 \text{Sin combustión en el cilindro 3} \quad N_e^3 &= N_{e1} + N_{e2} + N_{e4} - N_{pm3} \\
 \text{Sin combustión en el cilindro 4} \quad N_e^4 &= N_{e1} + N_{e2} + N_{e3} - N_{pm4}
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 7.8}$$

$$\sum_1^4 N_e^i = 3(N_{e1} + N_{e2} + N_{e3} + N_{e4}) - \sum_1^4 N_{pm}$$

Por tanto,

$$\sum_1^4 N_e^i = 3N_e - N_{pm}
 \tag{Ec. 7.9}$$

Señalar que el Método de Morse también tiene deficiencias, ya que, por ejemplo, toma como válida la consideración de que las pérdidas por fricción y bombeo para cada cilindro son las mismas estando el mismo operativo o anulado. Sin embargo esta suposición no es cierta, ya que durante la combustión las altas temperaturas y presiones dentro del cilindro favorecen la salida de los productos quemados y facilita la entrada de los gases frescos durante el cruce de válvulas, de modo que las pérdidas por bombeo son menores con el cilindro operativo. Este aumento de las pérdidas por bombeo provocado por la anulación de uno de los cilindros será vencido por el resto, cuya potencia entregada disminuirá.

A pesar de dichas deficiencias, el método se considera lo suficientemente exacto como para su aplicación en el presente proyecto.

Los ensayos con el motor de hidrógeno se realizaron a un régimen constante de 2000 rpm, siendo el orden de anulación de los cilindros el mismo que el de la secuencia del motor (cilindro 1, cilindro 3, cilindro 4 y cilindro 2).

Los resultados que se obtuvieron fueron los siguientes:

	Potencia efectiva(W)
Todos cilindros	8189,117
Sin cilindro 1	5259,078
Sin cilindro 3	5400,914
Sin cilindro 4	5574,46
Sin cilindro 2	5277,379

Tabla 7.2.- Resultados del ensayo Morse a 2000 rpm y carga parcial

Así que la potencia de pérdidas mecánicas del motor ensayado a 2000 rpm es:

$$N_{pm} = 3N_e - \sum_1^4 N_e^i = 3(8189,117) - (5259,078 + 5400,914 + 5574,46 + 5277,379) = 3055,52 \text{ W} \quad (\text{Ec. 7.10})$$

Conociendo la potencia de pérdidas mecánicas y el régimen de giro del motor, entonces se puede determinar el par de pérdidas mecánicas, el cual es:

$$M_{pm} = 14,589 \text{ Nm} \quad (\text{Ec. 7.11})$$

Señalar que este ensayo no se realizó a plena carga, por lo que dichas pérdidas se corresponden tanto a pérdidas por fricción como a pérdidas por bombeo. La realización del mismo era un paso previo a la determinación de la inercia del motor, por lo que no importaba el hecho de que existieran pérdidas por bombeo, siempre y cuando la carga se mantuviera constante durante todo el proceso de determinación de la inercia. Posteriormente se calcularán la evolución de las pérdidas con el régimen a plena carga.

7.3.2.- Cálculo de la inercia del motor

Una vez conocidas las pérdidas mecánicas para un régimen concreto es posible la determinación de la inercia del motor utilizando el Método de deceleración libre para el mismo estado de funcionamiento. Según este método, la inercia de un motor puede ser calculada conociendo las pérdidas mecánicas del motor y midiendo la deceleración angular instantánea al anular la combustión, ya que el par de pérdidas mecánicas es igual a:

$$M_{pm} = I\alpha \quad (\text{Ec. 7.12})$$

donde M_{pm} par de pérdidas mecánicas
 I inercia del motor
 α deceleración angular instantánea.

El ensayo para la determinación de la deceleración instantánea del motor consiste simplemente en la anulación de la inyección y en la monitorización de la deceleración en vacío.

El ensayo con el motor de hidrógeno se realizó de tal manera que la deceleración se produjese con el régimen al que se habían determinado las pérdidas mecánicas (2000 rpm) como valor medio. Concretamente, la deceleración libre se llevó a cabo entre 2500 rpm y 1500 rpm.

Los valores, tanto de tiempo como de velocidad angular, que se obtuvieron son:

Tiempo(s)	ω (rad/s)	Tiempo(s)	ω (rad/s)
0	248,499979	1,1	196,87314
0,1	242,635673	1,2	192,160751
0,2	237,399685	1,3	187,657801
0,3	232,477856	1,4	183,678451
0,35	230,069302	1,45	181,898215
0,4	227,765467	1,5	180,117979
0,45	225,461633	1,55	178,337743
0,5	223,262518	1,6	175,719749
0,6	218,759568	1,7	171,426239
0,65	216,351014	1,75	169,750723
0,7	214,361339	1,8	167,446888
0,8	209,963109	1,9	162,62978
0,9	205,25072	2	158,12683
1	201,06193	2,1	154,252199

Tabla 7.3.- Resultados ensayo deceleración libre

Representando estos datos en una gráfica, y ajustando una línea de tendencia, se tiene:

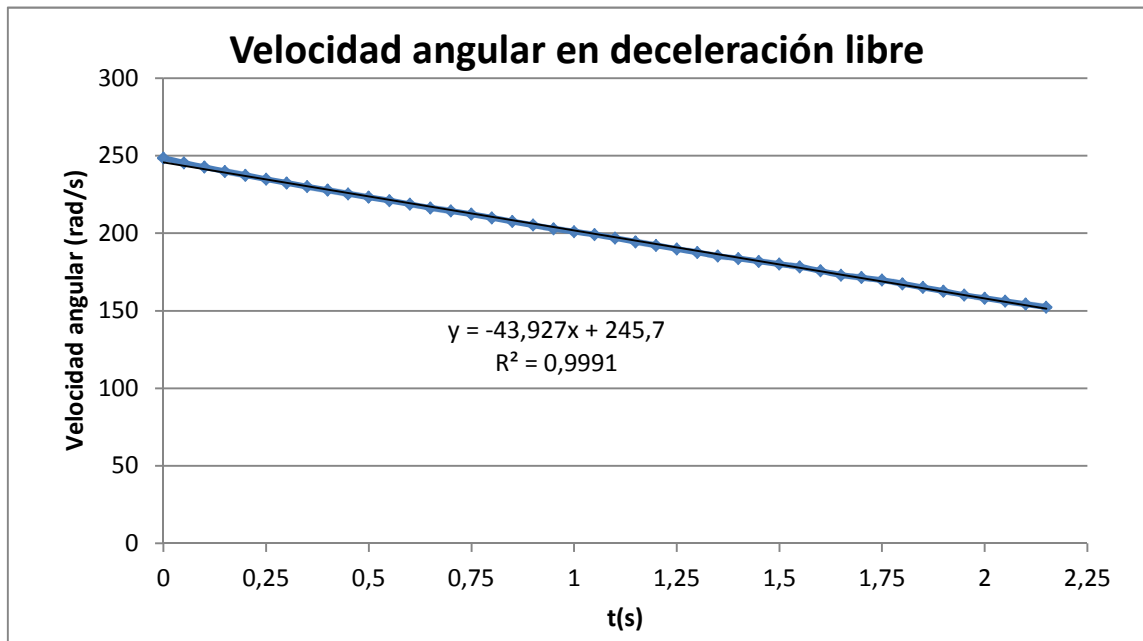


Figura 7.7.- Variación de la velocidad angular en deceleración libre

Por tanto la deceleración angular media, α , considerándola como la pendiente de la curva de la Figura 7.7, es igual a:

$$\alpha = 43,927 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (\text{Ec. 7.13})$$

Así que la inercia es:

$$I = \frac{M_{pm}}{\alpha} = \frac{14,589}{43,927} = 0,33212 \text{ kg m}^2 \quad (\text{Ec. 7.14})$$

7.3.3.- Cálculo del par de pérdidas mecánicas a plena carga

Anteriormente se ha calculado el par de pérdidas mecánicas a 2000 rpm, utilizando el Método de Morse, con el fin de calcular la inercia del motor en estudio. Sin embargo, las pérdidas mecánicas varían con el régimen del motor. En este apartado se pretende determinar dicha evolución con el régimen, pero para alcanzar ese objetivo es necesario mantener las mismas condiciones de carga para todos los ensayos, por lo que todos ellos han de realizarse con la misma apertura de mariposa. Para facilitar el trabajo, y además para evitar las pérdidas por bombeo producidas con cargas pequeñas, se eligió la plena carga como el estado de funcionamiento.

Para obtener las pérdidas mecánicas a plena carga para distintos regímenes se utilizó nuevamente el Método de Morse, de manera que los resultados fueron:

1000 rpm	Par efectivo(Nm)
Todos cilindros	30,493
Sin cilindro 1	19,339
Sin cilindro 3	19,882
Sin cilindro 4	20,789
Sin cilindro 2	19,193
	M_{pm} = 12,276 Nm
	N_{pm} = 1.285,53 W

Tabla 7.4.- Resultados ensayo Morse a plena carga y 1000 rpm

3000 rpm	Par efectivo(Nm)
Todos cilindros	38,262
Sin cilindro 1	24,726
Sin cilindro 3	25,402
Sin cilindro 4	26,36
Sin cilindro 2	26,734
	M_{pm} = 11,564 Nm
	N_{pm} = 3.632,93 W

Tabla 7.5.- Resultados ensayo Morse a plena carga y 3000 rpm

5000 rpm	Par efectivo(Nm)
Todos cilindros	42,036
Sin cilindro 1	25,376
Sin cilindro 3	25,764
Sin cilindro 4	26,021
Sin cilindro 2	27,589
	M_{pm} = 21,358 Nm
	N_{pm} = 11.183,02 W

Tabla 7.6.- Resultados ensayo Morse a plena carga y 5000 rpm

Representando estos valores en una gráfica frente a las revoluciones, y ajustando una curva por mínimos cuadrados, se tiene la relación de dichas pérdidas con el régimen:

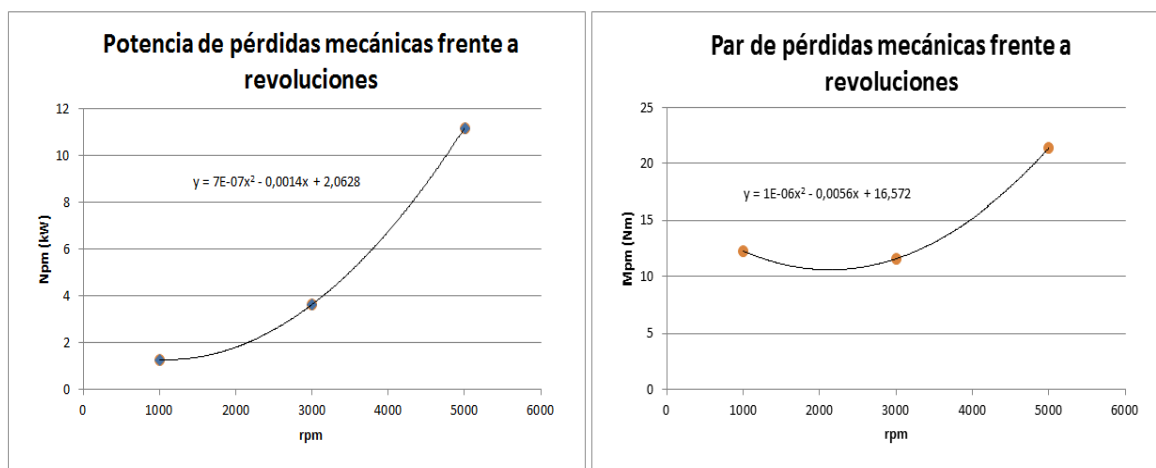


Figura 7.8.- Representación gráfica de la evolución con respecto al régimen de la potencia y par de pérdidas mecánicas a plena carga

Estudiando estas gráficas se llega a la conclusión de que la potencia de pérdidas mecánicas a plena carga aumenta, de una forma cuadrática, con las revoluciones. Es decir, cuanto más aumenten las revoluciones, mayor será el aumento de la potencia de pérdidas mecánicas.

En lo que respecta al par de pérdidas, éste en lugar de aumentar en todo el rango de revoluciones, al principio decrece ligeramente y posteriormente, para regímenes más altos, crece.

Tal y como se ha comentado anteriormente, esta determinación de las pérdidas mecánicas se llevó a cabo a plena carga, por lo que las pérdidas por bombeo son mucho menores que en cargas parciales. Además, en el motor ensayado no existen accionamientos auxiliares tales como la bomba del agua o el alternador, por lo que se puede considerar que las pérdidas determinadas se corresponden exclusivamente a las pérdidas por fricción del motor.

Los resultados obtenidos son los esperados, ya que a mayor velocidad de giro del motor mayor fricción se producirá entre los elementos que lo forman, por lo que habrá mayores pérdidas.

En apartados posteriores se verá la importancia de identificar por separado las pérdidas mecánicas correspondientes a la fricción y las respectivas al bombeo, ya que de este modo se podrá tener en cuenta la variación de las pérdidas mecánicas totales tanto con el régimen como con la carga. En concreto dichas pérdidas se utilizarán para la obtención del par indicado a partir del efectivo, cuyos resultados se aplicarán al simulador del sistema.

7.4.- Medición del volumen del colector de admisión

Para la determinación del volumen del colector de admisión, dado que dicho valor no aparecía en ningún plano ni en la ficha técnica del motor, fue necesario proceder al llenado de dicho conducto con agua.

Como se ha señalado en capítulos anteriores, el volumen del colector es el encerrado entre la válvula de mariposa y las válvulas de admisión del motor. Por tanto, dicho volumen lo forman el correspondiente al conducto de admisión propiamente dicho, y la parte de la culata aguas arriba de las válvulas.

En lo que respecta a la medida del volumen del colector propiamente dicho, se recurrió a la utilización de uno metálico de reserva del motor en estudio. Primeramente se procedió al llenado a través de los orificios de los conductos individuales que llevan el aire hasta la culata de manera

que el colector estaba dispuesto de forma horizontal (ver Figura 7.9). Sin embargo, estando en dicha posición, se producían bolsas de aire en la cámara de remanso y en los conductos individuales como consecuencia de la forma característica de los mismos.



Figura 7.9.- Llenado del colector en posición horizontal

Por tanto, debido a que el volumen de agua introducido era menor que el real del colector como consecuencia de las bolsas de aire, se decidió realizar el llenado en posición vertical y a través de uno de los orificios laterales del mismo.

Para poderlo llenar de agua en posición vertical fue necesaria la fabricación de una tapa para los orificios del colector que conducen el aire hasta la culata. Para ello, se recortó una chapa de aluminio y se realizaron los orificios oportunos para poder fijarla correctamente al conducto con el objetivo de que el cierre fuera estanco. Con dicho fin, se colocaron unas juntas tóricas que impedían la fuga del agua. En la Figura 7.10 se aprecia los orificios con las juntas puestas en su posición y la tapa fabricada para mantener el colector estanco. Para tapar el orificio correspondiente a la válvula de mariposa se utilizó un simple corcho cónico truncado.



Figura 7.10.- Orificios del colector de admisión con las juntas y tapa fabricada

Señalar que la medida del volumen de agua añadido se determinó por defecto. Se disponía de un recipiente medidor de capacidad 1 litro, por lo que dicho volumen era igual al número de veces que se había vaciado el recipiente, más el volumen restante del contenido final del mismo.

El valor la medición del volumen, solamente del colector de admisión propiamente dicho, resultó igual a 2,575 litros.

En la Figura 7.11 se aprecia el momento del llenado del colector con agua.



Figura 7.11.- Llenado del colector en posición vertical

Una vez conocido el volumen del colector propiamente dicho, se procedió la determinación del correspondiente a la parte de la culata aguas arriba de las válvulas de admisión. Para ello se utilizó una culata instalada anteriormente en el motor en estudio, pero que como consecuencia de una avería había sido sustituida.

Para tapan los orificios de las válvulas, dado que estas estaban averiadas, se utilizó un taco de poliestireno expandido (poliespan) que provocaba cierre estanco por la presión que le ejercían unos tornillos. En la Figura 7.12 se muestra el instante del llenado de la zona de admisión de la culata. La medida que se obtuvo de dicho volumen para uno de los cuatro conductos fue de 0,125 litros.



Figura 7.12.- Llenado de la zona de admisión de la culata

Por tanto, el volumen total del colector de admisión más la parte de la culata aguas arriba de las válvulas es igual a:

$$V = 2,575 + (4 \cdot 0,125) = 3,075 \text{ l} = 3,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (\text{Ec. 7.15})$$

7.5.- Coeficiente de descarga

El coeficiente de descarga, al igual que $f(\alpha)$ y $f(\Phi)$, es un coeficiente adimensional y reductor del flujo máximo de aire que entra al colector de admisión. No está muy clara su relación con otros parámetros como la apertura de la mariposa o el régimen de giro, y por dicho motivo es precisa su identificación.

Para identificar el coeficiente de descarga es necesario partir de la expresión del Capítulo 5 del caudal de aire entrante en el colector de admisión:

$$\dot{m}_\alpha(\alpha, \Phi) = \frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{RT(t)}} C_d f(\alpha) f(\Phi) \quad (\text{Ec. 7.16})$$

Anteriormente se comentó que el factor geométrico $f(\alpha)$, para el caso de un tubo cilíndrico con una mariposa articulada por su diámetro, era igual a $\left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)}\right)$, donde α_0 era el ángulo cuando la mariposa se encuentra en la posición de ralentí. Dado que el estudio se centra en el ralentí y, por tanto, los valores de apertura de la mariposa son pequeños, la expresión general anterior para $f(\alpha)$ no da buenos resultados y debe ser descartada. Para obtener una expresión fiable de este factor geométrico se debe proceder a su identificación. Por tanto, teniendo en cuenta que el coeficiente de descarga también parece tener relación con la apertura de la mariposa, lo más conveniente es identificar de manera conjunta el producto $C_d f(\alpha)$, y no C_d y $f(\alpha)$ por separado.

Además de con la expresión anterior (Ec. 7.16), el flujo de aire que atraviesa el colector de admisión, en estado estacionario, puede ser calculado a partir de los valores del flujo de combustible y de lambda de la siguiente forma:

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_\alpha(t) = \dot{m}_\beta(t) = 34,32 \dot{m}_{H_2}(t)\lambda(t) \quad (\text{Ec. 7.17})$$

Donde 34,32 es el inverso del dosado estequiométrico.

Por tanto, igualando ambas expresiones, se obtiene:

$$\frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{atm}}{\sqrt{RT(t)}} C_d f(\alpha) f(\Phi) = 34,32 \dot{m}_{H_2}(t)\lambda(t) \quad (\text{Ec. 7.18})$$

Y despejando los términos que se desean identificar:

$$C_d f(\alpha) = \frac{4 \sqrt{RT(t)} 34,32 \dot{m}_{H_2}(t)\lambda(t)}{\pi D_{mar}^2 p_{atm} f(\Phi)} \quad (\text{Ec. 7.19})$$

Para poder realizar la identificación de este producto, y posteriormente de los rendimientos volumétrico y efectivo, se realizaron una serie de ensayos en el motor consistentes en la variación de la posición de la mariposa para un régimen de giro dado y a continuación la captura los valores de los principales parámetros del sistema. Las mismas operaciones se realizaron para distintos valores de lambda, concretamente para 1.6, 2 y 2.5, con el fin de obtener la variación de dichos parámetros con esta salida.

Para la realización de estos ensayos el mapa de inyección, el cual relaciona la apertura de la válvula de mariposa y el régimen de giro con el tiempo de inyección, estaba activado. De este modo, para un régimen y un valor de apertura de mariposa dados se obtiene un valor de tiempo de inyección que hace que el valor de lambda se mantenga constante e igual al valor señalado.

Dado que se dispone un mapa de inyección para cada valor concreto de λ , para la realización de estos ensayos se utilizaron los correspondientes a λ igual a 1.6, 2 y 2.5.

El rango de valores de apertura de la mariposa tomado en estos ensayos va desde el 2% hasta el 10%, mientras que el rango de velocidad de giro de motor va desde 780 rpm hasta 3000 rpm.

Señalar que dichos ensayos se realizaron con el banco conectado con el fin de mantener el régimen constante, por lo que era necesaria la existencia de par motor durante el desarrollo de los mismos. Cuando para unas condiciones de entrada (apertura de mariposa y tiempo de inyección) y de funcionamiento (régimen) dadas no se producía par, no era posible mantener las revoluciones constantes al valor de la consigna, y por tanto, la tabla para dicho estado de funcionamiento no podía ser completada.

En las siguientes tablas se muestran los valores obtenidos en dichos ensayos y los resultados de las identificaciones de los parámetros del sistema estudiados en este capítulo.

LAMBDA 1.6													
RPM	we(rad/s)	α (%)	MAP (kPa)	lambda	Caudal_h2(l/min)	Caudal_h2(kg/s)	ti(ms)	Avance	Par Nm	Cd*f(α)	η vol	η volaire	η fect
780	81,681392	2	32,3	1,828	10,412	1,56006E-05	2,428	5	0	0,002088	0,3091	0,3741	0
780	81,681392	3	43,1	1,852	18,575	2,78315E-05	2,996	5	6,349	0,003774	0,4186	0,5056	0,1553
780	81,681392	4	56,7	1,841	27,165	4,07022E-05	3,854	5	15,052	0,005608	0,4626	0,5593	0,2517
780	81,681392	5	66,3	1,864	34,682	5,19652E-05	4,538	5	22,37	0,007779	0,5113	0,6169	0,293
780	81,681392	6	75	1,8	40,104	6,00892E-05	5,222	5	26,463	0,009861	0,505	0,6129	0,2997
780	81,681392	7	79,8	1,792	43,847	6,56974E-05	5,344	5	29,303	0,01204	0,5166	0,6275	0,3036
780	81,681392	8	82,3	1,77	45,714	6,84948E-05	5,712	5	31,324	0,01345	0,5159	0,6281	0,3113
780	81,681392	9	84,2	1,772	48,013	7,19395E-05	5,686	5	32,704	0,01527	0,5302	0,6454	0,3094
780	81,681392	10	85,8	1,742	51,154	7,66457E-05	5,882	5	34,312	0,01732	0,5452	0,6655	0,3047
1000	104,7197333	10	81,9	1,706	65,018	9,74186E-05	5,846	5	36,315	0,01817	0,5547	0,6797	0,3253
1000	104,7197333	9	79,5	1,785	63,336	9,48984E-05	5,568	5	33,853	0,01717	0,582	0,7075	0,3113
1000	104,7197333	8	76,4	1,839	57,583	8,62785E-05	5,126	5	30,469	0,01489	0,567	0,6857	0,3082
1000	104,7197333	7	71,9	1,844	53,337	7,99166E-05	5,012	5	27,772	0,01272	0,5596	0,6764	0,3032
1000	104,7197333	6	66,6	1,829	49,196	7,3712E-05	4,55	5	23,385	0,01086	0,5527	0,669	0,2768
1000	104,7197333	5	55,9	1,922	36,123	5,41243E-05	3,812	5	15,312	0,007758	0,5077	0,6095	0,2469
1000	104,7197333	4	47,8	1,973	28,997	4,34472E-05	3,216	5	9,565	0,006278	0,4891	0,5846	0,1921
1000	104,7197333	3	35,5	2,027	18,271	2,7376E-05	2,5	5	0,922	0,004063	0,4261	0,5072	0,02939
1200	125,66368	4	37,5	1,995	29,004	4,34577E-05	2,768	5	4,465	0,006349	0,5254	0,6269	0,1076
1200	125,66368	5	51,5	1,826	45,876	6,87375E-05	3,798	5	15,388	0,009233	0,5546	0,6714	0,2344
1200	125,66368	6	59,6	1,829	54,882	8,22315E-05	4,156	5	20,707	0,01143	0,5742	0,695	0,2637
1200	125,66368	7	64,8	1,851	59,228	8,87433E-05	4,47	5	23,734	0,013	0,5767	0,6966	0,28
1200	125,66368	8	70,6	1,838	64,031	9,59398E-05	4,906	5	27,988	0,01493	0,5683	0,6873	0,3055
1200	125,66368	9	74,8	1,785	71,062	0,000106475	5,124	6	31,944	0,01726	0,5784	0,703	0,3141
1200	125,66368	10	78,9	1,738	78,921	0,00011825	5,636	5	35,986	0,02049	0,5932	0,7244	0,3187
1500	157,0796	10	70	1,83	90,008	0,000134862	5,132	5	31,086	0,02072	0,6418	0,7767	0,3017
1500	157,0796	9	66,5	1,804	84,481	0,000126581	4,83	5	27,697	0,01838	0,6252	0,7586	0,2864
1500	157,0796	8	60,8	1,859	76,437	0,000114528	4,422	5	22,889	0,01631	0,6373	0,7692	0,2616

1500	157,0796	7	54,2	1,888	68,266	0,000102285	4,04	8	18,835	0,01431	0,6482	0,7805	0,241
1500	157,0796	6	46,1	1,869	56,692	8,49435E-05	3,548	9	13,415	0,01163	0,6267	0,7558	0,2067
1500	157,0796	5	34,8	1,966	42,347	6,34499E-05	2,732	10	4,224	0,009134	0,6518	0,7795	0,08713
1800	188,49552	5	34,5	1,857	50,416	7,554E-05	2,748	10	4,143	0,01027	0,6166	0,7445	0,08614
1800	188,49552	6	39	1,844	58,133	8,71026E-05	3,038	9,5	7,463	0,01176	0,6246	0,755	0,1346
1800	188,49552	7	48,4	1,85	72,951	0,000109305	3,558	8	13,607	0,01481	0,6336	0,7655	0,1955
1800	188,49552	8	57	1,83	84,526	0,000126648	4,048	7	19,113	0,01737	0,6168	0,7465	0,237
1800	188,49552	9	59,7	1,835	89,803	0,000134555	4,218	6,5	20,961	0,01878	0,6273	0,7589	0,2447
1800	188,49552	10	66,2	1,78	101,983	0,000152805	4,746	5	27,366	0,02182	0,6235	0,7583	0,2813
2200	230,3834133	10	54,6	1,801	113,608	0,000170223	4,32	10	21,729	0,02275	0,697	0,846	0,245
2200	230,3834133	9	49,5	1,807	102,534	0,00015363	3,942	10	17,548	0,02036	0,6962	0,8444	0,2193
2200	230,3834133	8	43,2	1,835	88,598	0,000132749	3,528	10	12,671	0,01784	0,6998	0,8466	0,1832
2200	230,3834133	7	37	1,823	77,946	0,000116789	3,158	10	8,285	0,01559	0,7142	0,865	0,1362
2200	230,3834133	6	30,4	1,845	62,783	9,40699E-05	2,67	10	2,751	0,01271	0,7085	0,8563	0,05614
2500	261,7993333	7	29,9	1,801	78,686	0,000117898	2,844	8	3,309	0,01555	0,7758	0,9415	0,06123
2500	261,7993333	8	36,5	1,829	89,71	0,000134415	3,204	7	7,403	0,018	0,7356	0,8904	0,1201
2500	261,7993333	9	43,9	1,788	111,927	0,000167704	3,71	6	13,065	0,02196	0,7463	0,9068	0,1699
2500	261,7993333	10	49,3	1,774	119,771	0,000179457	4,128	5	16,742	0,02334	0,7056	0,8586	0,2035
3000	314,1592	10	44,5	1,792	124,081	0,000185915	3,53	5	10,477	0,0244	0,6816	0,828	0,1475
3000	314,1592	9	37,7	1,855	108,976	0,000163282	3,112	6	5,953	0,02218	0,7311	0,8828	0,09544
3000	314,1592	8	30,5	1,805	87,39	0,000130939	2,68	7,5	1,41	0,01731	0,7054	0,8558	0,02819

Tabla 7.7.- Resultados de los ensayos realizados y parámetros identificados para los distintos estados de funcionamiento del motor con lambda igual a 1.6

LAMBDA 2													
RPM	we(rad/s)	α (%)	MAP (kPa)	lambda	Caudal_h2(l/min)	Caudal_h2(kg/s)	ti(ms)	Avance	Par Nm	Cd*f(α)	η vol	η volaire	η fect
780	81,681392	2	34,4	2,124	8,607	1,28962E-05	2,452	15	0	0,002006	0,2781	0,3286	0
780	81,681392	2,7	40	2,165	13,253	1,98574E-05	2,676	15	1,889	0,003148	0,3753	0,4422	0,06475
780	81,681392	4	57,9	2,126	20,737	3,10709E-05	3,36	15	11,917	0,004973	0,3985	0,4708	0,261
780	81,681392	4,5	66,2	2,12	25,461	3,81491E-05	3,812	15	16,504	0,006488	0,4267	0,5044	0,2944
780	81,681392	6	74,2	2,268	28,794	4,3143E-05	4,57	15	20,061	0,008786	0,4602	0,5386	0,3166
780	81,681392	7	78,9	2,156	32,44	4,86059E-05	4,248	15	21,843	0,01045	0,4638	0,5468	0,3059
780	81,681392	8	80,7	2,227	31,771	4,76035E-05	4,82	15	21,928	0,01114	0,4586	0,538	0,3135
780	81,681392	9	83,8	2,135	35,564	5,32867E-05	4,478	15	23,747	0,01339	0,4742	0,5598	0,3033
780	81,681392	10	85,2	2,077	36,794	5,51297E-05	4,894	15	25,382	0,01439	0,4696	0,5568	0,3134
1000	104,7197333	10	81,1	2,126	49,599	7,43158E-05	4,52	15	26,056	0,01681	0,5308	0,6271	0,3059
1000	104,7197333	9	77,9	2,126	45,571	6,82805E-05	4,504	15	23,485	0,1411	0,5077	0,5998	0,3001
1000	104,7197333	8	74,2	2,163	42,049	6,30034E-05	4,1	15	21,542	0,01224	0,5003	0,5895	0,2984
1000	104,7197333	7	69,5	2,14	39,701	5,94853E-05	4,106	15	19,607	0,01062	0,499	0,5889	0,2876
1000	104,7197333	6	65,4	2,151	37,207	5,57485E-05	3,814	15	17,171	0,009542	0,4995	0,589	0,2688
1000	104,7197333	5	56	2,129	32,47	4,86509E-05	3,49	15	12,464	0,007728	0,5039	0,5952	0,2235
1000	104,7197333	4	44,3	2,148	22,034	3,30143E-05	2,786	15	5,494	0,005193	0,4361	0,5144	0,1452
1000	104,7197333	3	34,6	2,158	14,761	2,21169E-05	2,374	15	0	0,003495	0,3757	0,4429	0
1200	125,66368	4	33,7	2,141	23,741	3,55719E-05	2,474	15	0,673	0,00577	0,513	0,6055	0,01981
1200	125,66368	5	43,2	2,146	32,75	4,90704E-05	2,828	15	7,068	0,007711	0,5534	0,6528	0,1508
1200	125,66368	6	54,3	2,142	42,877	6,4244E-05	3,546	15	12,914	0,0102	0,5753	0,6789	0,2105
1200	125,66368	7	62,2	2,121	46,667	6,99227E-05	3,83	15	17,609	0,01148	0,5413	0,6398	0,2637
1200	125,66368	8	68,3	2,143	53,003	7,94162E-05	4,14	15	21,227	0,01398	0,5657	0,6675	0,2799
1200	125,66368	9	72,8	2,132	56,31	8,43712E-05	4,344	15	24,189	0,01576	0,561	0,6625	0,3002
1200	125,66368	10	76,5	2,136	59,788	8,95824E-05	4,57	15	26,733	0,018	0,5678	0,6704	0,3125
1500	157,0796	10	68,6	2,152	70,648	0,000105854	4,138	15	21,646	0,01878	0,603	0,7111	0,2677
1500	157,0796	9	64,1	2,108	64,574	9,67534E-05	3,99	15	19,661	0,01603	0,578	0,6837	0,266
1500	157,0796	8	57,8	2,155	59,298	8,88482E-05	3,714	15	16,571	0,01441	0,6016	0,7092	0,2441

1500	157,0796	7	51,2	2,079	53,244	7,97773E-05	3,406	15	12,978	0,01219	0,5885	0,6977	0,2129
1500	157,0796	6	43,6	2,168	45,116	6,75988E-05	3,028	15	7,671	0,01073	0,6104	0,719	0,1485
1500	157,0796	5	32,7	2,201	35,632	5,33886E-05	2,406	15	3,209	0,008605	0,6524	0,7668	0,07867
1800	188,49552	6	37,5	2,147	45,44	6,80843E-05	2,58	15	2,964	0,0107	0,5899	0,6959	0,0638
1800	188,49552	7	43,5	2,147	53,847	8,06808E-05	2,878	15	6,443	0,01268	0,6026	0,7109	0,1254
1800	188,49552	8	52,2	2,153	65,079	9,751E-05	3,334	15	11,78	0,01547	0,6086	0,7177	0,1897
1800	188,49552	9	57,9	2,151	71,98	0,00010785	3,592	15	14,883	0,01746	0,6063	0,7151	0,2167
1800	188,49552	10	63,1	2,139	76,619	0,000114801	3,832	15	18,213	0,01914	0,589	0,6952	0,2492
2200	230,3834133	10	52,1	2,124	88,361	0,000132394	3,522	15	13,399	0,02071	0,6684	0,7898	0,1943
2200	230,3834133	9	47,4	2,133	82,715	0,000123935	3,338	15	10,949	0,01936	0,6906	0,8155	0,1696
2200	230,3834133	8	40,1	2,128	70,457	0,000105568	2,888	15	5,938	0,01645	0,6938	0,8195	0,108
2200	230,3834133	7	33,7	2,15	58,133	8,71026E-05	2,54	15	1,667	0,01371	0,6881	0,8115	0,03674
2500	261,7993333	7	28,7	2,045	58,614	8,78233E-05	2,412	15	0	0,01315	0,6823	0,811	0
2500	261,7993333	8	33,9	2,133	70,136	0,000105087	2,638	15	1,796	0,01641	0,7205	0,8508	0,03728
2500	261,7993333	9	40	2,12	81,015	0,000121387	2,968	15	5,983	0,01884	0,7011	0,8287	0,1075
2500	261,7993333	10	46,7	2,51	96,663	0,000144833	3,334	15	9,631	0,02662	0,8466	0,9769	0,1451
3000	314,1592	10	40,1	2,156	97,929	0,00014673	2,95	15	4,514	0,02316	0,7163	0,8445	0,08053
3000	314,1592	9	34,2	2,112	87,031	0,000130401	2,604	15	1,122	0,02017	0,7314	0,8649	0,02252

Tabla 7.8.- Resultados de los ensayos realizados y parámetros identificados para los distintos estados de funcionamiento del motor con lambda igual a 2

LAMBDA 2.5													
RPM	we(rad/s)	α (%)	MAP (kPa)	lambda	Caudal_h2(l/min)	Caudal_h2(kg/s)	ti(ms)	Avance	Par Nm	Cd*f(α)	η vol	η volaire	η fect
780	81,681392	4	50,2	3,043	11,601	1,73822E-05	2,444	25	0,278	0,003882	0,3665	0,4132	0,01089
780	81,681392	5	60,4	2,868	15,964	2,39194E-05	2,63	25	4,036	0,005241	0,3953	0,4487	0,1148
780	81,681392	6	70,9	2,849	19,953	2,98962E-05	3,294	25	8,8	0,007243	0,4182	0,475	0,2003
780	81,681392	8	80,6	2,726	25,595	3,83498E-05	3,506	25	16,072	0,01095	0,4517	0,5158	0,2852
780	81,681392	9	82,5	2,612	28,954	4,33827E-05	3,768	25	18,008	0,01266	0,4785	0,5494	0,2825
780	81,681392	10	84,5	2,795	27,351	4,09809E-05	3,772	25	17,265	0,01391	0,4719	0,5373	0,2867
1000	104,7197333	10	80,3	2,536	38,913	5,83046E-05	3,786	30	17,861	0,01534	0,5006	0,5769	0,2673
1000	104,7197333	9	77,3	2,663	33,293	4,9884E-05	3,564	30	15,31	0,01272	0,4669	0,5347	0,2678
1000	104,7197333	8	73,8	2,694	31,071	4,65547E-05	3,358	30	12,584	0,01118	0,4617	0,528	0,2359
1000	104,7197333	6	62,9	2,993	24,004	3,5966E-05	2,834	30	6,1	0,008376	0,4644	0,5245	0,148
1000	104,7197333	5	49,2	3,129	16,879	2,52904E-05	2,382	30	0	0,005801	0,4363	0,4903	0
1200	125,66368	6	52,2	3,017	25,908	3,88188E-05	2,554	30	1,776	0,008629	0,5073	0,5725	0,04791
1200	125,66368	8	66	2,71	38,717	5,8011E-05	3,248	30	11,265	0,01259	0,5392	0,6162	0,2033
1200	125,66368	9	71,4	2,703	42,484	6,36552E-05	3,48	30	14,546	0,01474	0,5455	0,6236	0,23393
1200	125,66368	10	75,7	2,609	47,995	7,19125E-05	3,756	30	18,083	0,01735	0,5613	0,6445	0,2633
1500	157,0796	10	67,9	2,637	53,095	7,9554E-05	3,462	30	14,186	0,01715	0,5597	0,6418	0,2334
1500	157,0796	9	61,7	2,685	48,868	7,32206E-05	3,164	30	10,981	0,01516	0,5771	0,6602	0,1963
1500	157,0796	8	56,2	2,632	41,545	6,22483E-05	2,836	30	6,761	0,01223	0,5281	0,6057	0,1422
1800	188,49552	8	49,3	2,606	47,43	7,1066E-05	2,656	30	4,439	0,01358	0,5672	0,6513	0,09811
1800	188,49552	9	56,2	2,704	53,193	7,97008E-05	2,816	30	7,17	0,01609	0,5787	0,6615	0,1413
1800	188,49552	10	62	2,593	61,274	9,18089E-05	3,152	30	11,525	0,01839	0,5797	0,6662	0,1972
2200	230,3834133	10	51,6	2,576	67,275	0,0001008	2,87	35	7,394	0,01911	0,6217	0,7115	0,1408
2200	230,3834133	9	45,9	2,937	53,111	7,9578E-05	2,366	35	0,832	0,01711	0,6282	0,711	0,02007
2200	230,3834133	8	40,1	2,776	46,034	6,89743E-05	2,252	35	0	0,01402	0,5894	0,6716	0
2500	261,7993333	10	46,8	2,221	89,344	0,000133867	3,234	35	9,096	0,02177	0,6919	0,8122	0,1482

Tabla 7.9.- Resultados de los ensayos realizados y parámetros identificados para los distintos estados de funcionamiento del motor con lambda igual a 2.5

En lo que respecta de nuevo al producto del coeficiente de descarga por el factor geométrico, representando los resultados de la identificación en una gráfica se tiene que:

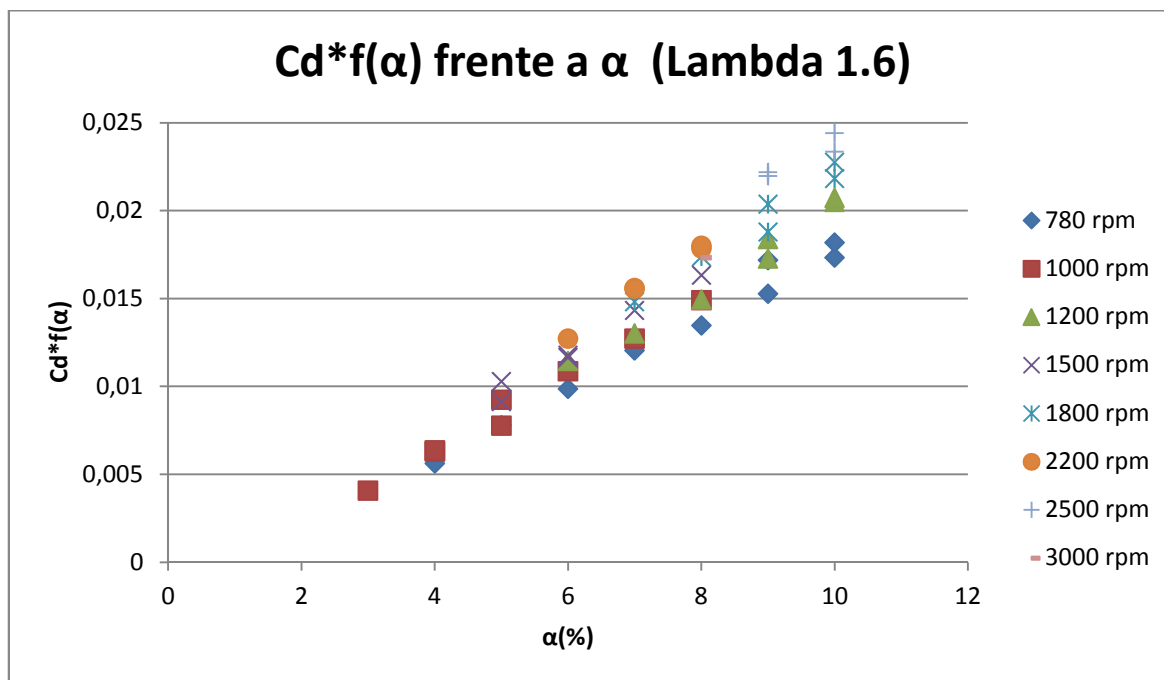


Figura 7.13.- Producto del coeficiente de descarga por el factor geométrico frente a mariposa para un valor de lambda igual a 1.6

La representación gráfica no se ha realizado por medio de líneas, sino que se han tomados puntos discretos, ya que para alguno de los valores de régimen existen pocos datos (2 puntos en algún caso), y la interpolación realizada automáticamente por el programa da como resultado una recta que no se ajusta a la realidad. Señalar que los valores tomados en la Figura 7.13 corresponden a la tabla de lambda igual a 1.6, pero en realidad se podría haber considerado cualquier valor de lambda, ya que dicho producto identificado no varía de manera significativa con este parámetro. Se ha tomado este valor por el motivo de que se corresponde a la tabla con un mayor número de datos.

Procediendo al análisis de esta gráfica se aprecia que el producto $Cd \cdot f(\alpha)$ es directamente proporcional al aumento del área de paso de la mariposa, de manera que a mayor apertura de la válvula mayor es su valor. Esta respuesta es totalmente lógica, ya que cuanto mayor es el área de paso mayor debe ser el factor geométrico de la mariposa, $f(\alpha)$, y, por otro lado, el coeficiente de descarga también tiende a aumentar.

Por otra parte, en lo que respecta a la variación de dicho producto con el régimen, en la gráfica se aprecia que con valores pequeños de apertura el régimen afecta muy poco. Sin embargo, a medida que se va aumentando la apertura de la mariposa, los valores del producto identificado aumentan con el régimen. Dado que el factor geométrico $f(\alpha)$ no depende del régimen de giro del motor, el coeficiente de descarga es el parámetro que provoca dicha variación del producto identificado con el mismo. De esta forma se confirma la suposición que se hacía al comienzo de este apartado de que el coeficiente de descarga varía tanto con la apertura de la mariposa como con el régimen de giro del motor.

Estos resultados se aplicarán posteriormente en la simulación del sistema, de manera que se creará un mapa tridimensional en el cual, para unos valores de régimen y apertura dados, se obtendrá un valor del producto identificado anterior.

7.6.- Rendimiento volumétrico

En este apartado se pretende realizar la identificación del rendimiento volumétrico para su posterior utilización en el simulador. Sin embargo, como ya se comentó anteriormente, existen dos tipos de rendimiento volumétrico, el referido a la mezcla de aire-combustible y el del aire seco.

Dado el hecho de que el combustible del motor en estudio es hidrógeno en estado gaseoso, el rendimiento volumétrico relativo al aire seco puede resultar ser un parámetro que diferencie a los motores de combustibles gaseosos frente a los de gasolina, ya que al tratarse de un combustible muy poco denso hace que entre menos aire a los cilindros cuanto más combustible se inyecte, provocando una disminución del rendimiento del aire. Por tanto, a pesar de que para el modelado se ha considerado únicamente el rendimiento volumétrico de la mezcla, en este apartado se va a realizar también la identificación del rendimiento volumétrico relativo al aire seco debido al gran interés que provoca su posible variación en función de lambda. Si esto último se cumple, se podrá demostrar el hecho de que, con la misma cantidad de combustible inyectado, los motores generan menos potencia funcionando con hidrógeno que con gasolina.

7.6.1.- Rendimiento volumétrico de la mezcla

En el Capítulo 5 se ha modelado el rendimiento volumétrico de la mezcla de manera que depende únicamente del régimen de funcionamiento del motor y de la relación de presiones de escape y admisión, por lo que su expresión viene dada por:

$$\eta_v(p, \omega_e) = \eta_{vp}(p) \eta_{vw}(\omega_e) = \left(\frac{V_c + V_D}{V_D} - \left(\frac{p_{esc}}{p(t)} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{V_c}{V_D} \right) (k_0 + k_1 \omega_e(t) + k_2 \omega_e(t)^2) \quad (\text{Ec. 7.20})$$

Sin embargo, la identificación de todos estos parámetros por separado es muy complicada de llevar a cabo, resultando la mejor opción la identificación del rendimiento volumétrico de la mezcla en su conjunto. Para realizar esta identificación se procederá de una forma similar a la llevada a cabo con el coeficiente de descarga, solo que en este caso, en lugar de estudiar el flujo de aire que entra al colector de admisión, se trabajará con el flujo de aire saliente. Por tanto, se tiene la siguiente expresión:

$$\dot{m}_\beta(t) = \frac{p(t)}{R T(t)} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \eta_v^{mezcla} - \dot{m}_{H_2}(t) = 34,32 \dot{m}_{H_2}(t) \lambda(t) \quad (\text{Ec. 7.21})$$

Por lo que el rendimiento volumétrico de la mezcla queda:

$$\eta_v^{mezcla} = \frac{4\pi R T(t) (1 + 34,32 \lambda(t)) \dot{m}_{H_2}(t)}{p(t) V_D \omega_e(t)} \quad (\text{Ec. 7.22})$$

Aplicando esta ecuación (Ec. 7.22) a cada uno de los estados de funcionamiento del motor ensayados, mostrados anteriormente en las Tablas 7.7, 7.8 y 7.9, se obtienen los valores representados gráficamente a continuación (Figura 7.14 y Figura 7.15):

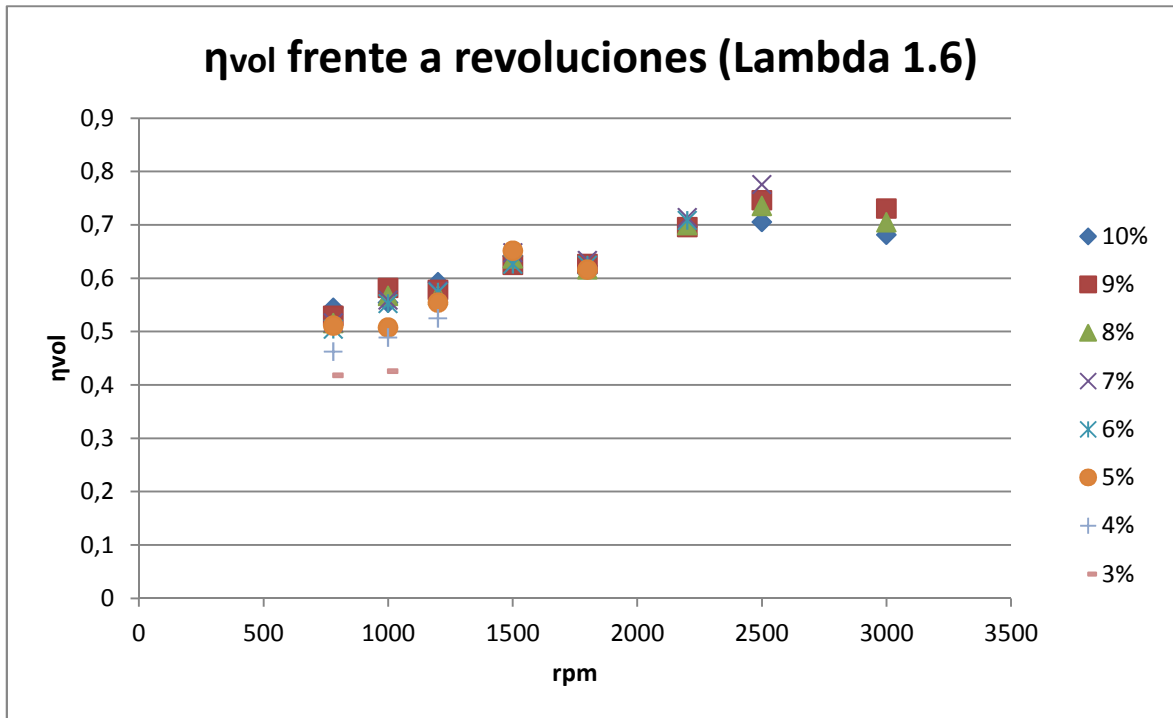


Figura 7.14.- Rendimiento volumétrico frente a revoluciones para lambda igual a 1.6

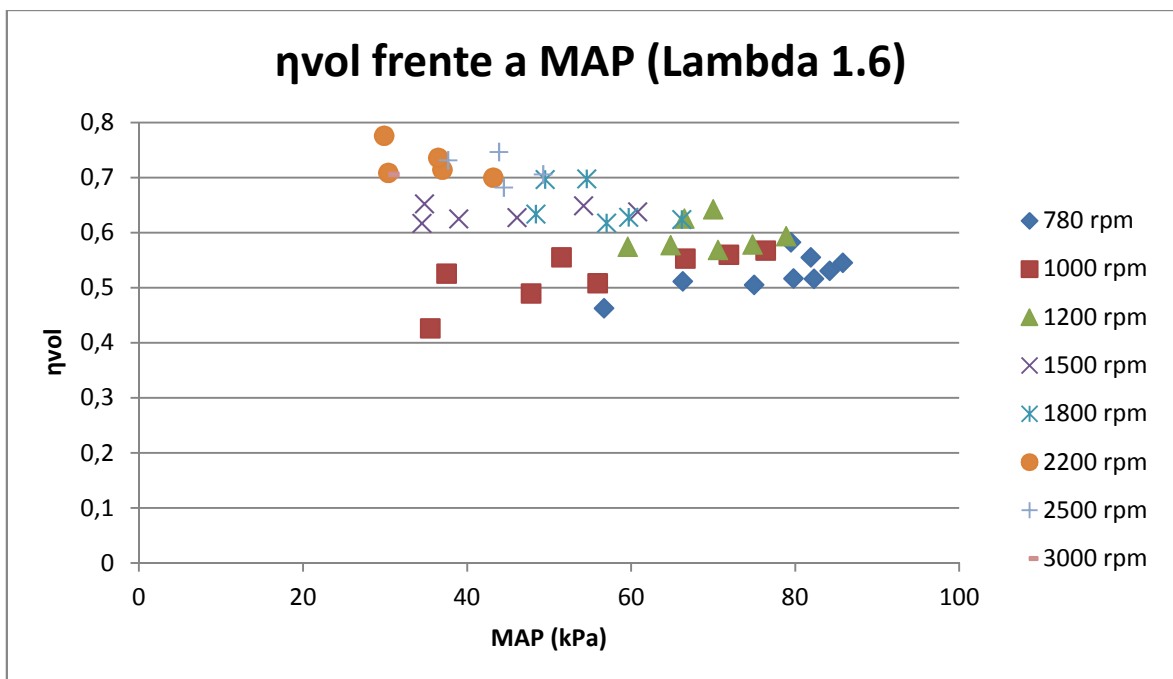


Figura 7.15.- Rendimiento volumétrico frente a la presión de admisión para lambda 1.6

Al igual que como ocurría en el caso de la identificación del coeficiente de descarga, el rendimiento volumétrico de la mezcla apenas varía con lambda, por lo que se toman los valores de la tabla correspondiente al valor 1.6.

Analizando las gráficas se aprecia que el rendimiento volumétrico apenas varía con la apertura de la mariposa. Sin embargo, tal y como se comentó en el capítulo del modelado, sí que varía con el régimen de giro y la presión del colector de admisión.

En lo que respecta a la variación del rendimiento volumétrico de la mezcla con el régimen, según lo que se mencionó en el Capítulo 5, el rendimiento volumétrico aumenta hasta aproximadamente el régimen en el que se produce el par máximo y luego disminuye. Por tanto, dado que el par máximo del motor en estudio se produce a unas 3800 rpm y los datos están tomados hasta un valor del régimen de 3000 rpm, entonces el rendimiento volumétrico en estos ensayos debería aumentar con el régimen a lo largo de toda la gráfica.

A pesar de lo dicho, la Figura 7.14 muestra que el rendimiento volumétrico de la mezcla aumenta hasta un régimen de aproximadamente 2500 rpm, y a partir de dicho régimen tiende a disminuir, por lo que es de suponer que la disminución de dicho rendimiento se agudice a regímenes más altos. Sin embargo, otra suposición puede ser que, dado que el combustible es gaseoso en vez de líquido, la disminución del rendimiento volumétrico de la mezcla con hidrógeno como combustible se produzca a partir de un régimen más bajo que si se utilizara gasolina, y de ahí que la disminución del rendimiento volumétrico en la gráfica representada comience en un régimen de 2500 rpm, y no a 3800 rpm.

Concluyendo con la variación del rendimiento volumétrico con el régimen, cabe señalar que el aumento del rendimiento volumétrico no es uniforme con las revoluciones, ya que a un régimen de aproximadamente 1800 rpm se produce un estancamiento del valor del mismo que posteriormente, conforme aumenta el régimen, vuelve a crecer. Esto se debe a la propia distribución del motor, que tiene la peculiaridad de generar una curva de par más plana, por lo que se producen dos picos en la curva del rendimiento con respecto al régimen.

Por otro lado, en lo respectivo a la variación del rendimiento volumétrico con la presión del colector de admisión, en la Figura 7.15 se aprecian que a regímenes bajos el rendimiento volumétrico disminuye de manera considerablemente conforme se reduce la presión del colector de admisión, mientras que para regímenes altos ocurre justo lo contrario, es decir, el valor del rendimiento aumenta al disminuir la presión. La disminución del rendimiento a bajos regímenes y valores bajos de presión se debe al retroceso de gases frescos hacia el colector de admisión que se produce como consecuencia de la gran diferencia de presiones a bajas revoluciones. Por otra parte, a altos regímenes, el efecto de la inercia favorece el llenado de los cilindros, y este efecto se ve agudizado con las altas diferencias de presiones, de ahí que el rendimiento aumente en dichas condiciones.

7.6.2.- Rendimiento volumétrico del aire seco

El rendimiento volumétrico del motor referido al aire seco es igual al cociente entre el aire, que no mezcla aire-combustible, entrante al motor y el que podría llegar a hacerlo teóricamente. La expresión del aire que entra a los cilindros es la definida anteriormente en este capítulo, y viene dada por:

$$\dot{m}(t) = 34,32 \dot{m}_{H_2}(t)\lambda(t) \quad (\text{Ec. 7.23})$$

En lo que respecta al aire teórico, hay que tener en cuenta que el hidrógeno es un gas muy poco denso y que ocupa gran espacio dentro del cilindro, impidiendo que el aire pueda entrar en el mismo [23]. Lo más razonable entonces será considerar, primero, que todo el hidrógeno inyectado sale del colector a través de la válvula de admisión y pasa al cilindro, ya que el ángulo de inyección está optimizado para que esto ocurra y, segundo, que el hidrógeno será el primero en entrar en el cilindro.

Para demostrar las dos consideraciones anteriores se recurrió al estudio realizado por Mikel Aldaz Unzu en su Proyecto Fin de Carrera titulado "Simulación del proceso de admisión en un MCIA alimentado con hidrógeno" en diciembre de 2007 [25]. Según este estudio, los ángulos de

inyección bajos favorecen la admisión del hidrógeno en los cilindros como consecuencia del vacío generado por la bajada del pistón. Esto es lógico, ya que con retrasos pequeños de la inyección respecto al PMS se aprovecha más dicho efecto de succión provocado por el émbolo.

En las siguientes gráficas se muestran los flujos máscicos de hidrógeno y aire que entran en los cilindros frente al giro del cigüeñal, para distintos ángulos de inyección (ángulos de retraso con respecto al PMS) y con un dosado relativo igual a 0,3.

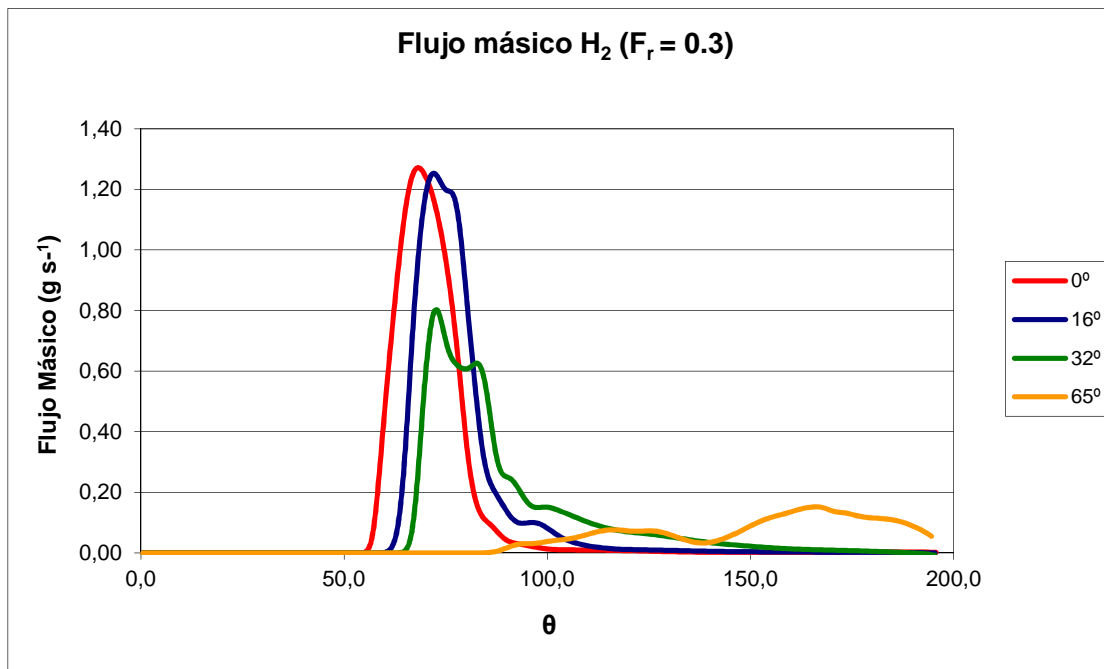


Figura 7.16.- Flujo máscico de hidrógeno frente al ángulo de giro del cigüeñal con un dosado de 0.3

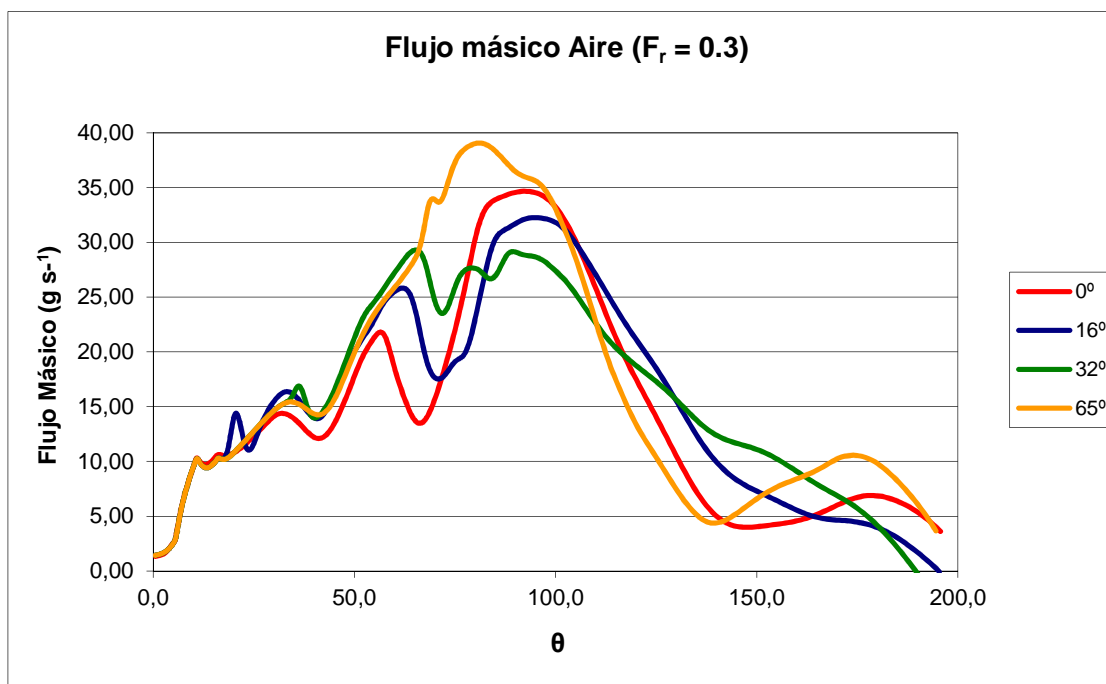


Figura 7.17.- Flujo máscico de aire frente al ángulo de giro del cigüeñal con un dosado de 0.3

En las gráficas anteriores se aprecia cómo con ángulos de inyección pequeños entra gran cantidad de hidrógeno y con ángulos grandes apenas se produce una admisión del mismo en los cilindros. Además, dicho proceso se produce de una manera muy rápida y en valores de giro de cigüeñal con respecto al PMS entre 50 y 100°, lo cual indica que la admisión del hidrógeno se produce al principio del proceso.

En lo que respecta a la entrada del aire, la diferencia entre unos ángulos de inyección y otros no es tan grande. Sin embargo, puede apreciarse cómo con el ángulo de inyección más grande (65°), la cantidad de aire en el cilindro es mayor. Esto se debe a que con dicho ángulo apenas entra hidrógeno, por lo que no hay nada en el cilindro que impida la admisión del aire y como consecuencia ésta se produce con más facilidad y en más cantidad.

A continuación se muestran unas gráficas de la cantidad de combustible y aire acumulada en los cilindros con respecto al giro del cigüeñal.

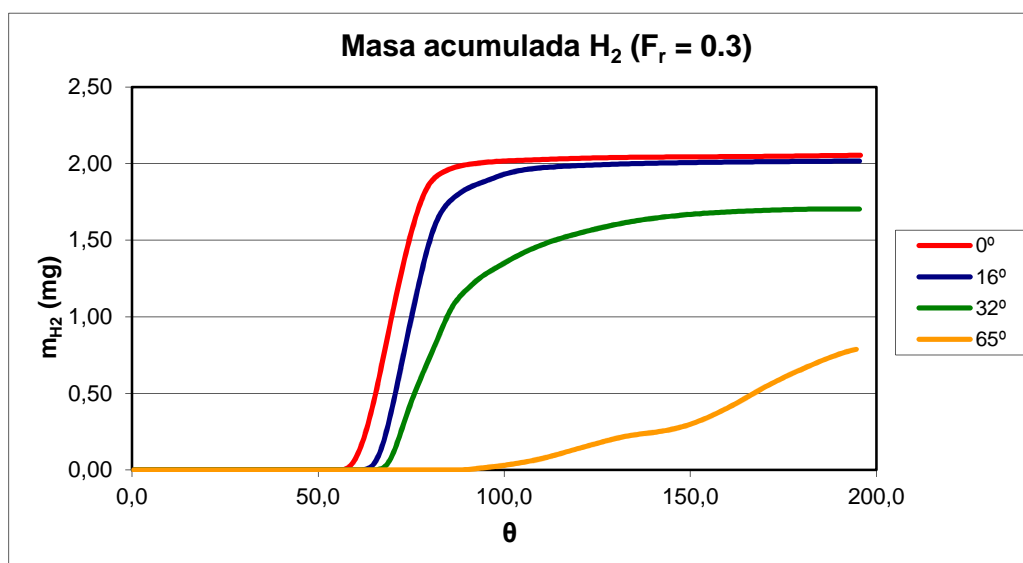


Figura 7.18.- Masa acumulada de hidrógeno frente al giro del cigüeñal para distintos ángulos de inyección y un dosado igual a 0.3

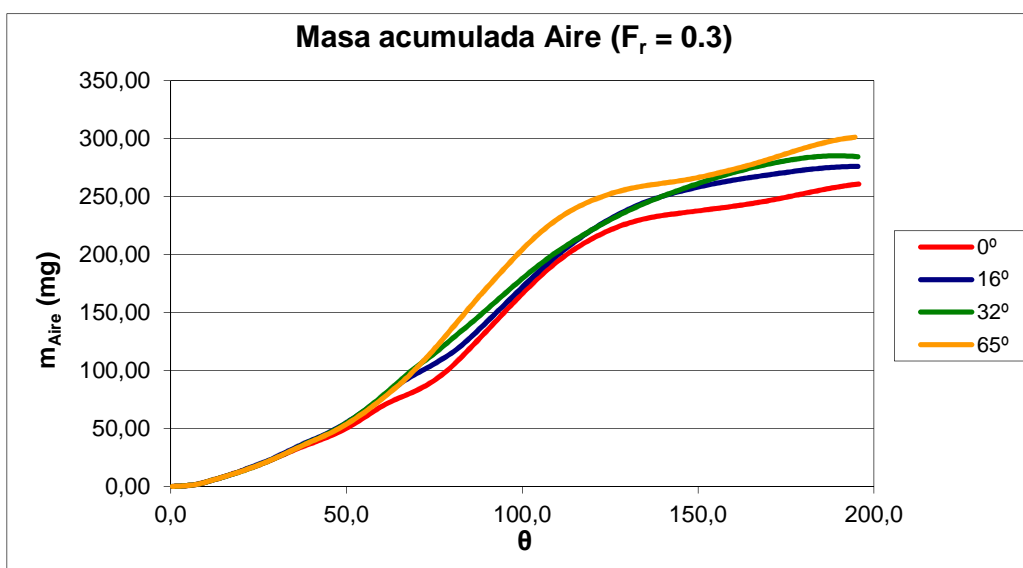


Figura 7.19.- Masa acumulada de aire frente al giro del cigüeñal para distintos ángulos de inyección y un dosado igual a 0.3

En este caso se aprecia que la acumulación de hidrógeno en los cilindros es mayor y mucho más rápida para valores pequeños de los ángulos de inyección.

Por otro lado, la acumulación del aire (Figura 7.19) es más progresiva y menos brusca que la del hidrógeno, siendo nuevamente los valores más elevados de acumulación de aire los correspondientes al mayor ángulo de inyección, para el cual el la cantidad hidrógeno entrante es menor. Por tanto, con la información facilitada por estas gráficas se puede demostrar que el ángulo de inyección óptimo que permite la admisión de la máxima cantidad de hidrógeno inyectado en los cilindros es el que coincide con el momento en el que el pistón se encuentra en el PMS (0°). Además, dicha admisión se produce en unos valores de giro de cigüeñal pequeños, por lo que se puede considerar que el hidrógeno es lo primero que entra a los cilindros en una alta proporción.

Hay que señalar que en dicho estudio se cita que para ángulos de inyección muy pequeños existe el riesgo de backfire como consecuencia de que la inyección de produce antes de que la válvula de escape esté totalmente cerrada. Esto resulta ser una limitación ya que, como se ha visto , los ángulos de inyección pequeños son los que optimizan la entrada de hidrógeno en los cilindros.

Dejando de lado este inconveniente, a continuación se muestran una serie de imágenes de la simulación realizada por Mikel Aldaz Unzu en su proyecto, para un dosado de 0,3 y un ángulo de inyección igual a 0°.

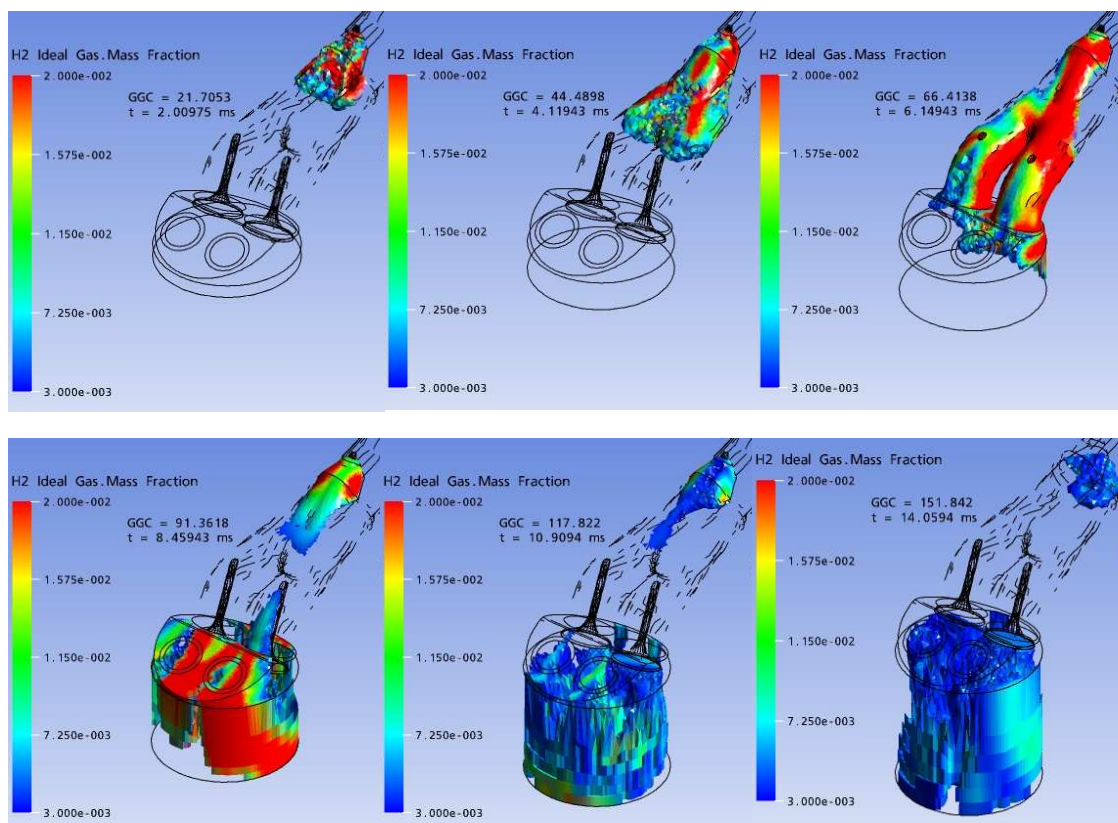
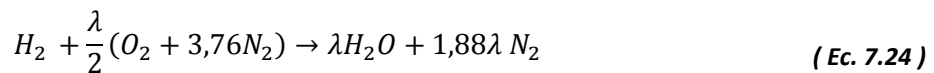


Figura 7.20.- Imágenes de la simulación realizada en [25] del proceso de admisión de la mezcla

En esta simulación se aprecia la entrada del hidrógeno en el cilindro a través de las válvulas de admisión tras la inyección y el proceso de difusión del mismo con el aire a medida que el pistón realiza la carrera de admisión. Concretamente, en la cuarta imagen de la Figura 7.20 se observa que cuando el pistón aún está relativamente cerca del PMS la mayor parte del gas contenido en el

cilindro es hidrógeno (color rojo), por lo que la hipótesis de que el hidrógeno es lo primero que entra en el cilindro queda confirmada. Este hidrógeno, como consecuencia de su baja densidad, impedirá la entrada del aire en el cilindro provocando que entre menos al cilindro. Por tanto, el efecto del combustible es, simplemente, que el volumen ocupado por el aire dentro del cilindro no es el total del cilindro, sino que éste se ve reducido como consecuencia de que parte de su volumen ya está ocupado por hidrógeno.

Sabiendo que λ es la relación aire-combustible de la mezcla, el cilindro se llena con hidrógeno y aire en la proporción:



Por tanto:

$$1 \text{ mol de } H_2 \rightarrow \frac{\lambda}{2}(1 + 3,76) \text{ moles de aire} \quad (\text{Ec. 7.25})$$

$$1 \text{ mol de } H_2 \rightarrow 2,38\lambda \text{ moles de aire} \quad (\text{Ec. 7.26})$$

Por lo que, por cada mol de hidrógeno en el cilindro, habrá $2,38\lambda$ moles de aire dentro del mismo. En la figura siguiente se representa la relación molar anterior, de manera que la proporción de aire con respecto al total es igual a $\left(1 - \frac{1}{1+2,38\lambda}\right)$.

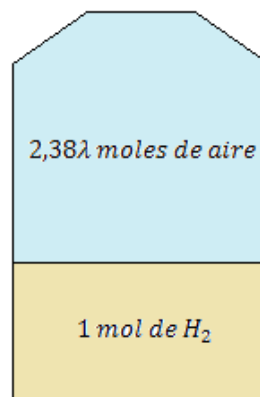


Figura 7.21.- Esquema del volumen ocupado por el hidrógeno y el aire dentro del cilindro

Luego el volumen que ocupa el aire dentro del cilindro no es V_d , sino que es:

$$\text{Volumen de aire dentro de cada cilindro} = V_d \left(1 - \frac{1}{1+2,38\lambda}\right) \quad (\text{Ec. 7.27})$$

Una vez determinado este volumen, el flujo máximo de aire seco que podría entrar en el motor es igual a:

$$\dot{m}_{teórico}(t) = \frac{p(t)}{R T(t)} V_D \left(1 - \frac{1}{1 + 2,38 \lambda(t)}\right) \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \quad (\text{Ec. 7.28})$$

Por tanto, la expresión del rendimiento volumétrico relativo al aire seco queda:

$$\eta_v^{aire} = \frac{34,32 \dot{m}_{H_2}(t)\lambda(t)}{\frac{p(t)}{R T(t)} V_D \left(1 - \frac{1}{1 + 2,38 \lambda(t)}\right) \frac{\omega_e(t)}{4\pi}} \quad (\text{Ec. 7.29})$$

Este rendimiento volumétrico del aire será superior al estudiado anteriormente relativo a la mezcla, ya que la reducción del volumen de los cilindros como consecuencia del volumen ocupado por el hidrógeno es, a proporción, mayor que la resta del flujo de combustible al flujo de la mezcla.

Si se considerara el volumen del cilindro el mismo que anteriormente (V_D), entonces sí que el rendimiento del aire seco resultaría menor que el relativo a la mezcla, pero en ese caso no se tendría en cuenta el efecto del hidrógeno dentro del cilindro, por lo que este estudio no serviría para demostrar la particularidad de los motores de hidrógeno frente a los de gasolina.

Los resultados de la identificación del rendimiento volumétrico del aire seco se muestran a continuación en la Figura 7.22:

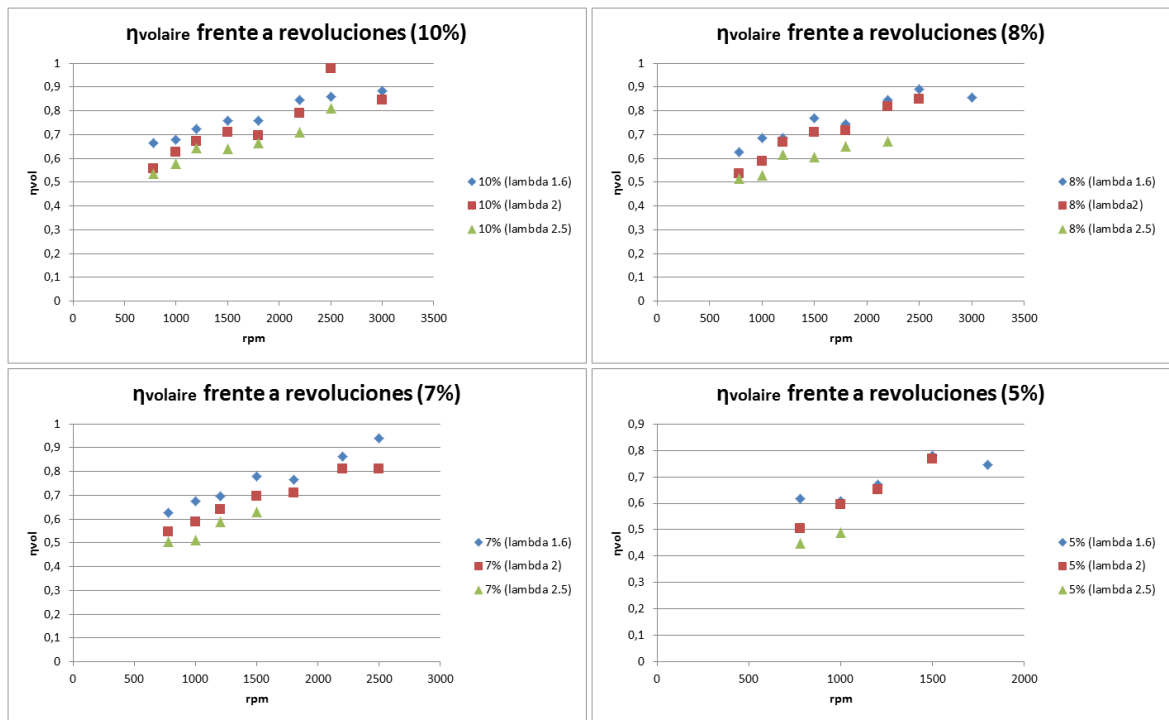


Figura 7.22.- Representaciones gráficas del rendimiento volumétrico del aire seco frente a las revoluciones para distintas aperturas y valores de lambda

Analizando las gráficas anteriores de la evolución del rendimiento volumétrico del aire seco con respecto al régimen a diferentes aperturas de mariposa, y para distintos valores de lambda, se observa que, tal y como se suponía, el rendimiento volumétrico del aire seco, de la manera que ha sido definido, es superior al relativo a la mezcla.

En dichas gráficas se observa en todos los casos que el rendimiento va aumentando hasta que llega a un máximo (situado aproximadamente a 2500 rpm) y luego decrece. Este comportamiento es similar al que se producía con el rendimiento volumétrico de la mezcla, pero en este caso también se ha estudiado la variación de este parámetro con lambda. Analizando dicha variación, se puede observar que cuanto más rica es la mezcla, es decir, cuanto menor es el valor de lambda, el rendimiento volumétrico del aire tiende a ser mayor. Esto en principio parece contradecir la suposición inicial que se hacía al principio de este apartado según la cual a mayor cantidad de combustible menor cantidad de aire entra a los cilindros, ya que dicho hidrógeno impide la entrada del aire. Sin embargo, estudiando más en profundidad el tema se llega a la conclusión de que cuanto más combustible se inyecta la temperatura de los gases de escape aumenta considerablemente. Como consecuencia de este aumento de temperatura la presión en el

interior del cilindro tras el proceso de combustión aumenta de manera cuantiosa, y esto provoca que durante el cruce de válvulas los gases de escape a alta presión produzcan un mayor efecto de succión al salir de los cilindros hacia el colector de escape, favoreciendo así el llenado de los cilindros por los gases frescos y, por tanto, el rendimiento volumétrico. Por tanto, si este efecto es más poderoso que el hecho de que al aumentar la riqueza de la mezcla entra menos aire como consecuencia del gran volumen ocupado por el hidrógeno, sí que tiene sentido que al disminuir el valor de lambda el rendimiento volumétrico del aire mejore en vez de empeorar.

En el caso concreto de este motor, todo indica que el efecto del aumento de la temperatura de los gases de escape afecta más que la reducción de la cantidad de aire admitido como consecuencia del aumento del volumen ocupado por el hidrógeno.

Por último, señalar que a altos regímenes las curvas de los rendimientos a distintos lambdas representadas tienden a diferenciarse menos e incluso, en algún caso, el aumento de lambda provoca la mejora del rendimiento. Esto puede deberse a que a altos regímenes el tiempo de ciclo es menor, por lo que el cruce de válvulas dura menos, y el efecto de succión provocado por los gases de escape va perdiendo importancia frente a la disminución del caudal de aire entrante como consecuencia del aumento de volumen del hidrógeno.

A modo de conclusión, hay que señalar que este estudio centrado en el rendimiento volumétrico del aire seco en un motor de combustión de hidrógeno no termina de demostrar la suposición de que el aumento del volumen de combustible en los cilindros es el causante de que los motores con este tipo de combustible generen menos potencia que si funcionaran con gasolina, ya que existe otro efecto relacionado con dicho aumento que resulta incluso más importante. Sin embargo, este estudio sólo se ha realizado con el motor funcionando con hidrógeno, por lo que es de suponer que si se hubieran comparado estos resultados con los correspondientes a gasolina, el rendimiento sería menor que el relativo al combustible líquido para los mismos estados de funcionamiento del motor.

7.7.- Rendimiento efectivo

Tal y como se definió al inicio del Capítulo 5 del presente proyecto, el rendimiento efectivo es la relación entre la potencia efectiva, la cual es la extraída directamente del cigüeñal, y la potencia calorífica que puede proporcionar el combustible.

Para la realización de estos ensayos el banco estaba conectado, por lo que el motor ejercía un par efectivo con el fin de mantener constante el régimen impuesto por el mismo. Por tanto, dado que se dispone de valores de dicho par, es posible calcular el rendimiento efectivo del motor a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_e = \frac{M_e \cdot \omega_e}{\dot{m}_f H_l} \quad (\text{Ec. 7.30})$$

Dicho rendimiento se ha visto que depende del grado de carga, del régimen y del valor de lambda. En la realidad también dependerá del avance al encendido, pero en este proyecto se ha considerado oportuno eliminar dicha dependencia.

Los resultados que se obtuvieron de rendimiento efectivo se representan a continuación:

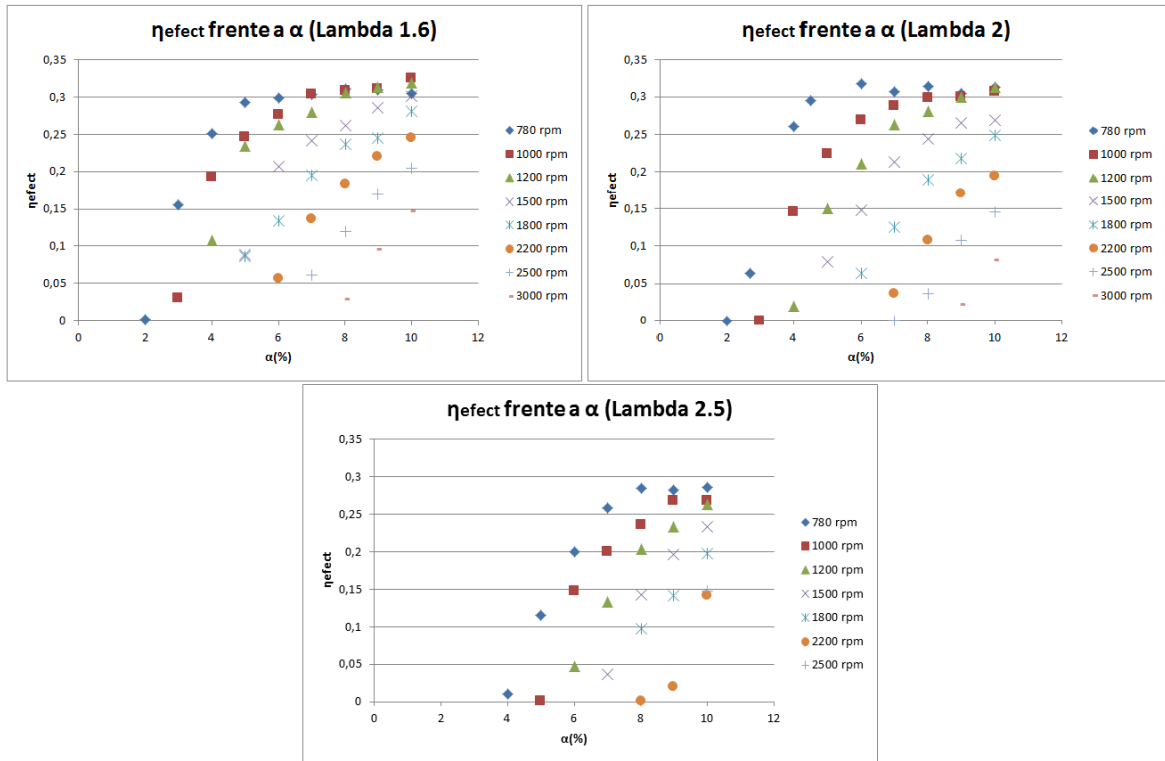


Figura 7.23.- Representaciones gráficas del rendimiento efectivo frente a la apertura de mariposa para diferentes valores de lambda

Para analizar más fácilmente el efecto de la variación del valor de lambda, a continuación se muestran otras gráficas para cada régimen con los distintos valores de lambda:

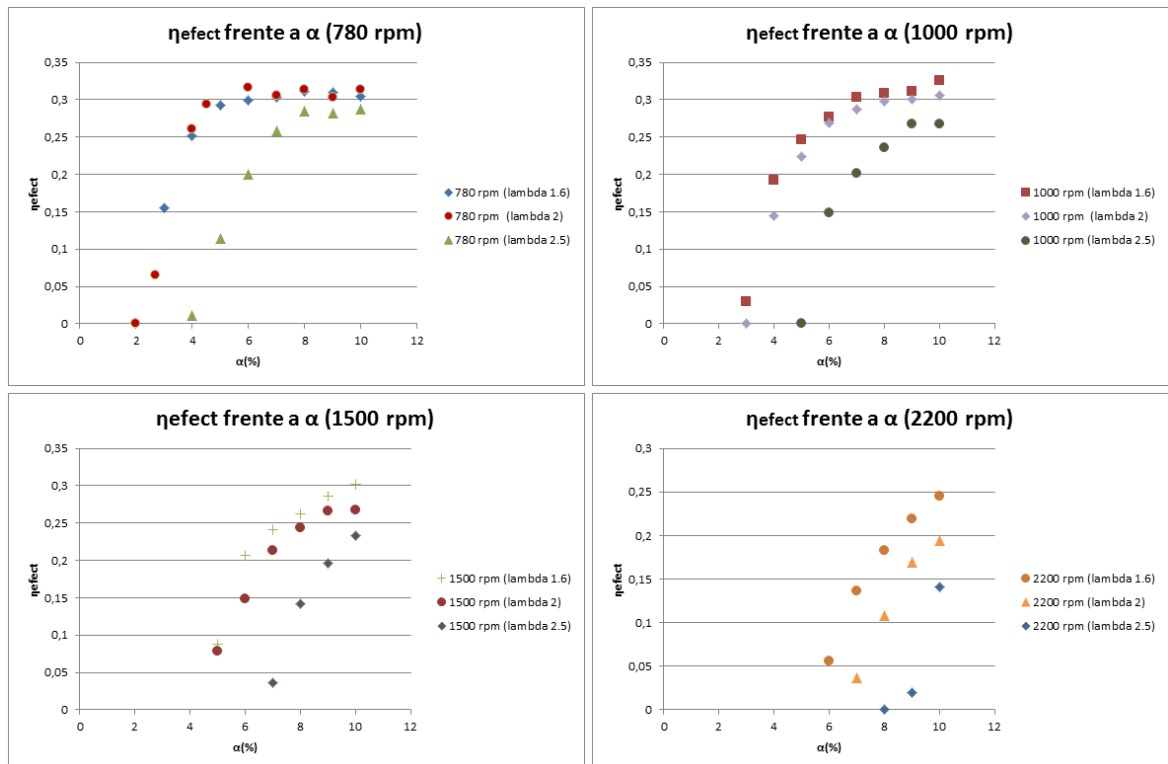


Figura 7.24.- Representaciones gráficas del rendimiento efectivo para diferentes regímenes

Analizando las gráficas anteriores se observa que el rendimiento efectivo aumenta conforme se incrementa la apertura de la mariposa. Además, con el aumento de las revoluciones, para un mismo valor de carga, el rendimiento es menor, ya que a altas revoluciones es necesario un mayor flujo de aire como consecuencia de que los ciclos son más cortos en el tiempo. Es decir, con un mismo valor de apertura de mariposa a unas revoluciones más altas no es posible alimentar al motor con el flujo de aire necesario para producir la misma potencia, por lo que la eficiencia efectiva decrece.

En lo que respecta a la variación de este parámetro con el valor de λ (Figura 7.24), los resultados de las gráficas muestran que, para estados de funcionamiento iguales, cuanto menor es el valor de λ mayor rendimiento efectivo se tiene. Este comportamiento es el esperado, ya que conforme aumenta la riqueza de la mezcla, por regla general, más potencia se obtiene en el motor y, por tanto, mayor rendimiento. Profundizando en este estudio, señalar que a bajas revoluciones la variación del parámetro en estudio con λ es pequeña entre las curvas de λ 1.6 y λ 2, mientras que sí que existe bastante diferencia con la curva de λ 2.5, la cual representa rendimientos efectivos menores. Conforme se van aumentando las revoluciones, la curva de λ 2 comienza a separarse de la de λ 1.6, de modo que en la gráfica correspondiente a 2500 rpm se aprecia claramente la diferencia entre las curvas de los distintos valores de λ . Este comportamiento puede deberse a que a bajos regímenes el aumento de la riqueza de la mezcla a partir de un cierto valor no tiene tanta repercusión en la producción de potencia, ya que el exceso de riqueza en la mezcla a esas bajas revoluciones lo único que provoca es que se no se queme toda la cantidad de combustible inyectada, por lo que aparecerán productos inquemados en el colector de escape [23]. Dado que las revoluciones son bajas el riesgo de detonación no es muy elevado a pesar de que las mezclas sean ricas.

Por último, señalar que en las gráficas de la Figura 7.24 se aprecia que conforme va aumentando el valor de apertura de la mariposa el efecto de la variación de λ parece tener menos repercusión. Sin embargo, este comportamiento no se puede llegar a demostrar, ya que los valores de apertura de mariposa estudiados son relativamente pequeños y sólo llegan hasta el 10% de apertura.

7.8.- Rendimiento indicado

En el apartado anterior se ha procedido a la identificación del rendimiento efectivo del motor para los ensayos en los que el banco estaba conectado ejerciendo un par de carga. Sin embargo, el proyecto está orientado al estudio del ralenti, en el cual el par efectivo es igual a cero y, como consecuencia, el rendimiento efectivo es nulo.

Por tanto, tal y como se ha expuesto en el capítulo del modelado, es necesario descomponer dicho par efectivo en la resta del par indicado menos el de pérdidas mecánicas. De esta manera, conociendo ambos parámetros identificados anteriormente es posible determinar el par indicado y, por tanto, el rendimiento indicado.

Sin embargo, otra forma más fiable de determinar el par indicado del motor es a partir del ciclo indicado. Por tanto, a pesar de que en un principio se pensaba determinar dicho parámetro a partir del par efectivo y el de pérdidas, se consideró más oportuna la realización de unos ensayos específicos para la determinación del mismo.

Para la ejecución de estos ensayos se utilizó un programa creado anteriormente con LabView™ el cual capturaba 100 ciclos completos del motor para cada estado de funcionamiento y, a partir de los datos capturados de los sensores tales como la presión en los cilindros y el ángulo del cigüeñal, calculaba el ciclo indicado del motor y, por tanto, la potencia indicada del motor en dicho estado de funcionamiento. Para cada uno de los estados de funcionamiento,

además de representar gráficamente el ciclo indicado, se mostraban las gráficas de la presión del cilindro frente al ángulo del cigüeñal en las que se superponían los datos obtenidos de los 100 ciclos, con el objetivo de determinar la dispersión cíclica existente.

En las siguientes figuras se muestran a modo de ejemplo algunas de las gráficas obtenidas, concretamente se corresponde con el estado de funcionamiento con $\alpha=5\%$, 1000 rpm y $\lambda=2$.

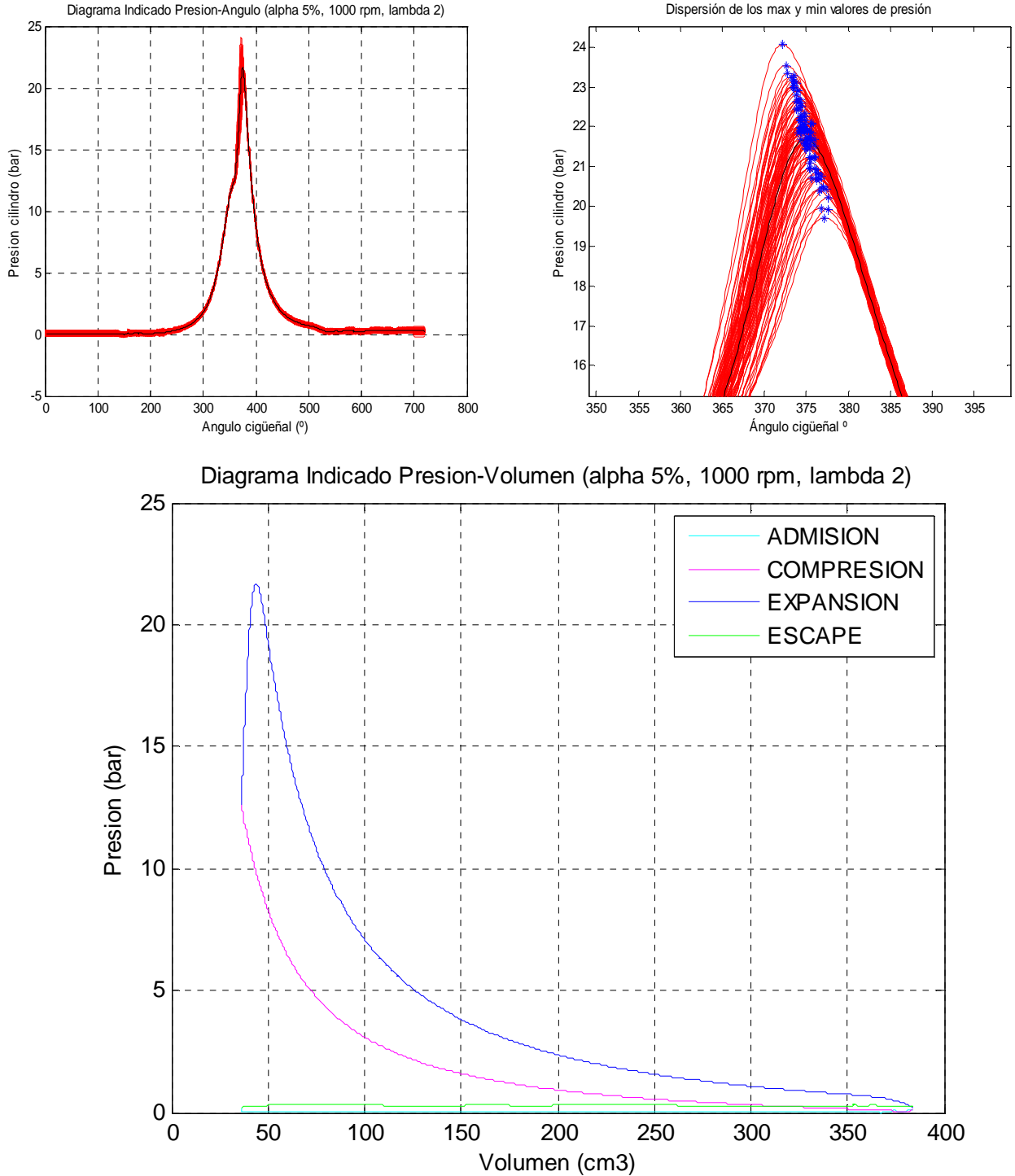


Figura 7.25.- Representaciones del diagrama indicado presión-ángulo, presión-volumen y detalle de la dispersión cíclica

De las gráficas anteriores se aprecia que la dispersión cíclica es bastante grande con el motor funcionando con hidrógeno. Sin embargo, no se tendrá en cuenta en este estudio.

La metodología para la realización de los ensayos fue la misma que la utilizada en los ensayos con los que se han calculado el resto de parámetros de este capítulo, es decir, se realizaron los ensayos con el objetivo de determinar la variación del par indicado con la apertura de mariposa, el régimen de giro y el valor de lambda, ya que se sabe que el par indicado depende de dichos parámetros.

A continuación se muestran las tablas que resumen los resultados obtenidos de la realización de estos ensayos.

LAMBDA 1.6							
rpm	lambda	mariposa(%)	caudal_h2 (kg/s)	Pot_efect (kW)	Rend_mec	Pot_ind (kW)	Rend_indic
780	1.6	3	2,78315E-05	0,418	0,3315	1,2608	0,37747473
780	1.6	5	5,19652E-05	1,6423	0,6482	2,5335	0,4062443
780	1.6	10	7,66457E-05	2,7299	0,7309	3,7352	0,40607361
1000	1.6	3	2,7376E-05	0,208	0,2416	0,8611	0,26209683
1000	1.6	5	5,41243E-05	1,6306	0,7108	2,2939	0,3531516
1000	1.6	10	9,74186E-05	3,7614	0,7697	4,887	0,41800284
1200	1.6	5	6,87375E-05	1,4291	0,6499	2,1989	0,26655721
1200	1.6	10	0,00011825	4,1126	0,79	5,2061	0,36685161
1500	1.6	5	6,34499E-05	0,9531	0,4892	1,9481	0,2558345
1500	1.6	10	0,000134862	4,7709	0,7875	6,0581	0,37430517
1800	1.6	10	0,000152805	5,1499	0,7765	6,6319	0,36164352
2200	1.6	10	0,000170223	5,1735	0,6788	7,6212	0,37306538
2500	1.6	10	0,000179457	4,7753	0,6688	7,14	0,33152558
3000	1.6	10	0,000185915	3,9066	0,5877	6,6468	0,29790503

Figura 7.26.- Resultados de los ensayos del ciclo indicado para lambda igual a 1.6

LAMBDA 2							
rpm	lambda	mariposa(%)	caudal_h2 (kg/s)	Pot_efect (kW)	Rend_mec	Pot_ind (kW)	Rend_indic
780	2	3	1,98574E-05	0,1294	0,1367	0,9469	0,39733829
780	2	5	3,81491E-05	0,6401	0,2884	2,2196	0,4153633
780	2	10	5,51297E-05	1,734	0,3368	5,1492	0,46542111
1000	2	5	4,86509E-05	1,2962	0,6302	2,057	0,352308
1000	2	10	7,43158E-05	2,4428	0,6996	3,4916	0,39149126
1200	2	5	4,90704E-05	1,2298	0,5675	2,1672	0,36800879
1200	2	10	8,95824E-05	2,9685	0,7097	4,1829	0,38907557
1500	2	5	5,33886E-05	0,933	0,4728	1,9734	0,30799625
1500	2	10	0,000105854	3,2961	0,748	4,4067	0,34688388
1800	2	5	6,05926E-05	0,311	0,1781	1,7461	0,24012007
1800	2	10	0,000114801	3,4058	0,6505	5,2358	0,38002929
2200	2	10	0,000132394	3,3073	0,6384	5,1811	0,32608578
2500	2	10	0,000144833	2,7668	0,5653	4,8943	0,28157936
3000	2	10	0,00014673	1,7955	0,3833	4,6839	0,26599091

Figura 7.27.- Resultados de los ensayos del ciclo indicado para lambda igual a 2

LAMBDA 2.5							
rpm	lambda	mariposa(%)	caudal_h2 (kg/s)	Pot_efect (kW)	Rend_mec	Pot_ind (kW)	Rend_indic
780	2.5	4	1,73822E-05	0,0145	0,0196	0,7367	0,35315532
780	2.5	5	2,39194E-05	0,5623	0,4586	1,2261	0,42712469
780	2.5	7	3,53232E-05	1,0308	0,5454	1,89	0,44584162
780	2.5	10	4,09809E-05	1,4325	0,6078	2,3567	0,47918321
1000	2.5	7	3,9514E-05	0,9861	0,5672	1,7385	0,36660816
1000	2.5	10	5,83046E-05	1,6297	0,6107	2,6686	0,38138119
1200	2.5	7	4,75901E-05	0,8173	0,4372	1,8693	0,32729673
1200	2.5	10	7,19125E-05	1,8821	0,586	3,2119	0,37216585
1500	2.5	7	5,27548E-05	0,419	0,2474	1,6933	0,267455
1500	2.5	10	7,9554E-05	2,0446	0,6095	3,3546	0,35136429
1800	2.5	10	9,18089E-05	1,9283	0,5152	3,7431	0,33972359
2200	2.5	10	0,0001008	1,6539	0,4805	3,4421	0,284538
2500	2.5	10	0,000133867	0,836	0,2762	3,0262	0,1883661

Figura 7.28.- Resultados de los ensayos del ciclo indicado para lambda igual a 2.5

Los resultados recogidos en las tablas anteriores se representan gráficamente a continuación con el objetivo de facilitar el análisis de los mismos.

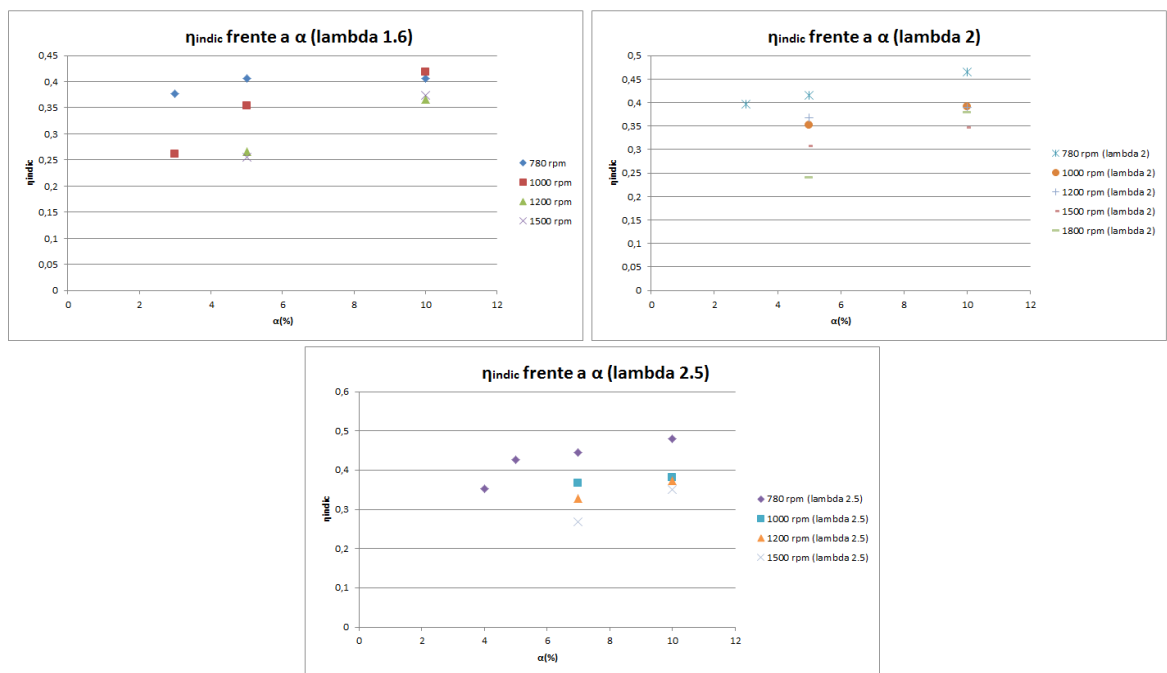


Figura 7.29.- Representaciones gráficas del rendimiento indicado para diferentes valores de lambda

Analizando las gráficas de la Figura 7.29 se llega a la conclusión de que el rendimiento indicado del motor aumenta conforme mayor es la apertura de la mariposa y disminuye cuanto más alto sea el régimen para un mismo valor de apertura. Además dicho rendimiento tiende a ser mayor cuanto más alto es el valor de lambda, aunque esta tendencia no está del todo clara con los datos obtenidos de los ensayos anteriores.

En general, el comportamiento del rendimiento indicado es similar al del rendimiento efectivo estudiado anteriormente, solo que los valores del rendimiento indicado son mayores. Esto tiene sentido ya que el rendimiento efectivo es igual al rendimiento indicado multiplicado por el rendimiento mecánico, el cual representa las pérdidas mecánicas del motor.

8.- IDENTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA

8.1.- Introducción

Antes de describir la identificación de la dinámica del sistema, es conveniente señalar el objetivo de la misma y su relación con el resto de aspectos analizados en el proyecto.

La identificación de un sistema consiste en la obtención de modelos dinámicos del mismo basándose en ensayos experimentales. En este sentido, desde la perspectiva de la identificación el sistema se considera como una “caja negra” en la que se introducen una serie de entradas, que a su vez producen cambios en las salidas. El interior de la caja es irrelevante para el estudio, que se centra exclusivamente en la relación existente entre las entradas y las salidas.

Tal y como se ha comentado en el apartado del Capítulo 3 relativo a las deficiencias de la ECU, la identificación dinámica es un camino paralelo al modelado teórico, pero hasta cierto punto independiente de éste. En el modelado se construye una representación del comportamiento del sistema aplicando los principios físicos que operan en el mismo. Por regla general, el resultado es un conjunto de ecuaciones diferenciales que capturan la dinámica del sistema con un determinado grado de detalle. Los parámetros involucrados en estas ecuaciones pueden ser conocidos o no, y en este último caso puede ser necesario recurrir a métodos experimentales como los expuestos en el Capítulo 7. En todo caso, cuando tanto la identificación de la dinámica como el modelado están bien realizados, los resultados que ofrecen ambas aproximaciones convergen.

Existen infinidad de aproximaciones al problema de la identificación, pero todas ellas se basan en la aplicación de técnicas matemáticas de mayor o menor complejidad sobre las series de datos obtenidas. Estas técnicas se dividen entre aquellas que asumen una estructura determinada en el sistema, centrándose en identificar sólo sus parámetros (métodos paramétricos), y las que no hacen suposiciones *a priori* sobre la estructura dinámica del mismo (métodos no paramétricos). En este proyecto se ha trabajado con modelos paramétricos lineales. La naturaleza claramente no lineal del modelo teórico desarrollado podrían en principio desaconsejar esta elección, pero lo cierto es que, a la vista de los resultados obtenidos en los diferentes ensayos, el sistema parece comportarse de manera aproximadamente lineal en cada uno de ellos. Podría decirse que la no linealidad se manifiesta en las variaciones de los parámetros que se identifican en cada ensayo.

Con respecto a las estructuras lineales concretas escogidas, se ha partido de sencillos modelos de primer orden, con una entrada y una salida, para pasar después a estructuras más sofisticadas que han permitido capturar mejor la riqueza dinámica del sistema. Como método de estimación de parámetros se ha optado por un sencillo algoritmo de mínimos cuadrados. El resultado del proceso de identificación es un conjunto de funciones de transferencia discretas que, una vez transformadas en sus equivalentes en tiempo continuo, describen el comportamiento del sistema en diferentes puntos de operación y facilitan el futuro diseño de leyes de control. Cabe señalar que estas funciones de transferencia deben ser similares a las obtenidas en la linealización del modelo llevada a cabo en el Capítulo 6. Este extremo no ha sido comprobado, ya que los valores de los parámetros de dichas funciones linealizadas no han sido calculados, pero el conocimiento de la estructura de las mismas ha facilitado considerablemente la tarea de identificación.

En la Figura 8.1 se muestra un esquema en el que se aprecian las dos vías para obtener las funciones de transferencia del sistema.

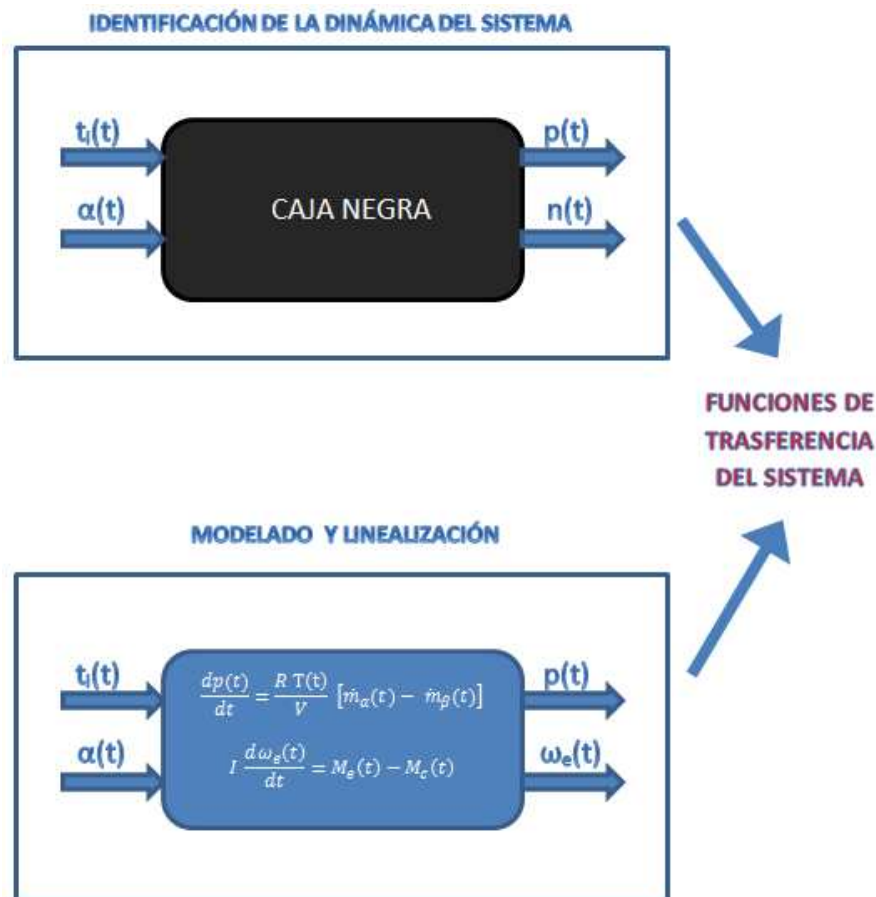


Figura 8.1.- Esquema de las dos formas para obtener las funciones de transferencia del sistema

En los apartados siguientes se describen en detalle las técnicas de identificación utilizadas.

8.2.- Identificación aproximativa

Como paso previo a los ensayos experimentales, se identifican las entradas y las salidas cuya relación se pretende determinar.

Las entradas del sistema son la del tiempo de inyección $t_i(t)$, la posición de la válvula de mariposa $\alpha(t)$, y el par de carga $M_c(t)$. Con el sistema operando en condiciones de trabajo, esta última es una entrada de perturbación, pero en el equipo de laboratorio se trata de una entrada manipulable a través del banco de ensayos. Así, durante la realización de los ensayos es posible la anulación de dicha entrada con el objetivo de simular el ralentí. En concreto, se ajustó el par de carga del banco de motores a un valor mínimo (aproximadamente 0,1 Nm), ya que el valor nulo no era permitido por el dispositivo. Así pues las entradas manipulables quedan reducidas a dos: la apertura de la válvula de mariposa y el tiempo de inyección.

Con respecto a las salidas del sistema, éstas son la presión en el colector de admisión $p(t)$ y el régimen de revoluciones $n(t)$, también denominado $\omega_e(t)$ si se trabaja en radianes por segundo. Además, como ya se comentó en el capítulo de la linealización, λ se puede tomar como salida secundaria cuyo análisis también resulta interesante.

Un aspecto fundamental del proceso de identificación es la elección de las señales excitantes que se introducirán como entradas. La teoría matemática de la identificación recomienda el uso de señales aleatorias que exciten al sistema en todas las frecuencias. Sin embargo, en los primeros pasos del proceso conviene usar señales con contenido frecuencial más pobre, pero que

ayuden a la comprensión del sistema en términos cualitativos. En este sentido, la utilización de entradas escalón parece la opción más adecuada. Además, para poder valorar de manera independiente el efecto de las variaciones en cada una de las entradas sobre las salidas, se modifica solamente el valor de una de las primeras, manteniéndose constante el de la otra. Es decir, lo que se pretende con este tipo de acciones es la anulación del efecto del mapa de inyección de relacionar la posición de la válvula de mariposa con el tiempo de inyección, ya que implícitamente eso resulta una estrategia de control. En definitiva, los ensayos consistieron en mantener el tiempo de inyección en un valor constante y realizar una variación en la válvula de mariposa, y viceversa. En ambos casos se registra la respuesta, tanto de las revoluciones como de la presión y de lambda.

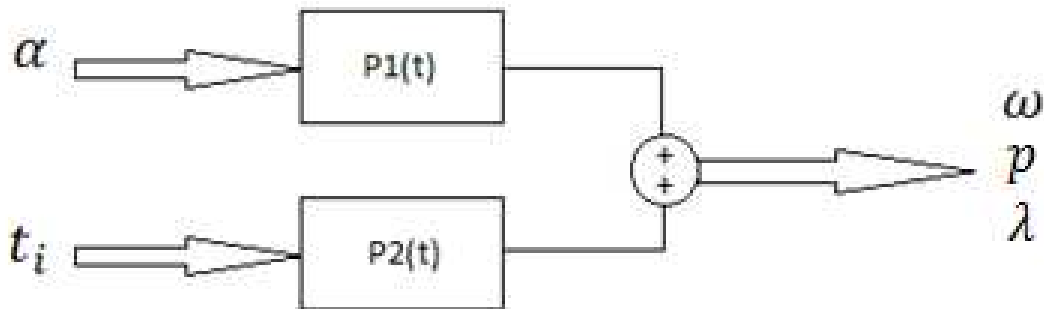


Figura 8.2.- Esquema de la relación entre las entradas y las salidas del sistema

Para la realización de estos ensayos fue necesaria la desactivación del control del ralentí de la MoTeC M400, cuya función es mantener el motor a dicho régimen ante la aplicación de cargas externas, tales como las luces, el aire acondicionado, etc. Desactivar el control del ralentí de la ECU resulta una tarea imprescindible para la correcta identificación de la dinámica del sistema, ya que es necesario trabajar en lazo abierto sin ningún tipo de controlador actuando sobre el sistema. Por la misma razón, se debe desactivar el control lambda, el cual se encarga de mantener el valor de dicho parámetro a un valor constante a partir de un determinado régimen. El control lambda y el control del ralentí no funcionan simultáneamente, sino que en función del régimen de giro del motor estará activado uno u otro, actuando el control de ralentí a bajas revoluciones y el control lambda en el resto de regímenes. Una vez desactivados ambos controles y definidas las entradas y salidas del sistema, sólo queda proceder a la realización de los ensayos.

Cabe señalar que, dado que el efecto del banco está anulado (par motor casi nulo), a pesar de que se trabaja con aperturas de mariposa y valores de tiempo de inyección pequeños, al estar acelerando en vacío el régimen aumentará rápidamente.

En la Figura 8.3 se muestra la representación gráfica de los valores registrados de las entradas y salidas del sistema durante todo el funcionamiento del motor para la realización de estos ensayos, siendo la frecuencia de muestreo utilizada igual a 1Hz. Hay que tener en cuenta que las unidades de los parámetros representados en la figura son las predeterminadas del software *MoTeC Interpreter*. Así, el MAP está expresado en kPa, el régimen en rpm, el tiempo de inyección en ms, y la posición de la mariposa en tanto por ciento de apertura.

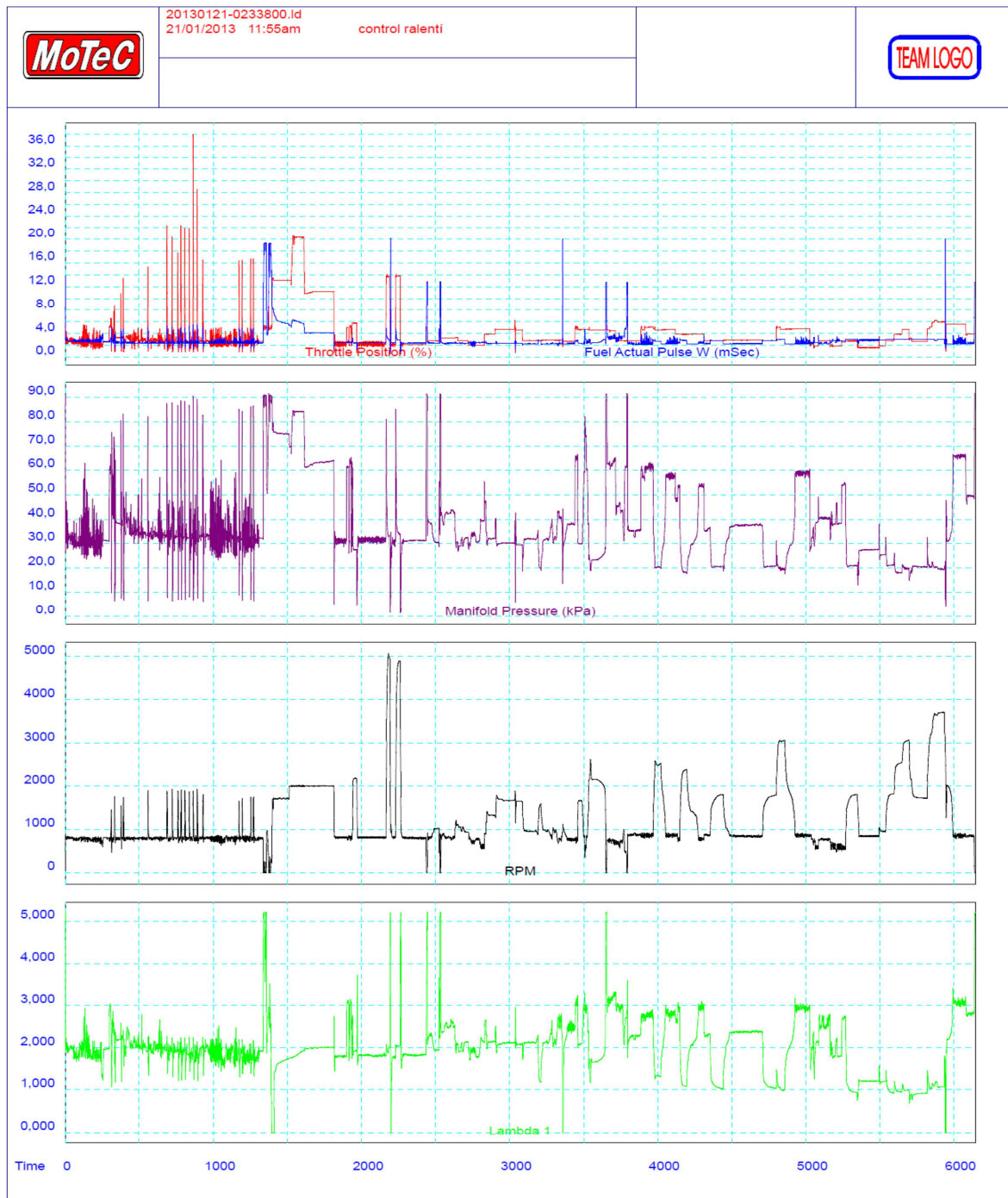


Figura 8.3.- Monitorización de las entradas y salidas del sistema durante la realización de los ensayos

De entre todos los datos capturados y representados en la figura anterior, es necesario aislar los que cumplen las especificaciones citadas anteriormente y que resultan válidos para la identificación. En lo que respecta al análisis de los mismos, primeramente se estudiarán los ensayos en los que se mantenía el tiempo de inyección constante y se modificaba el valor de la mariposa. A éstos se les va a denominar a partir de este momento como “Ensayos 1.X”. Por otro lado, en los que se mantenía el valor de la mariposa constante y se realizaba una modificación en el tiempo de inyección se les va a denotar con la nomenclatura de “Ensayos 2.X”. Éstos serán analizados a continuación de los “Ensayos 1.X”.

A continuación se va a proceder al estudio de cada uno de dichos ensayos por separado:

Ensayo 1.1

En este caso, ante un escalón en la posición de la mariposa de un 3% a un 5% manteniendo el tiempo de inyección a un valor aproximado de 2.8 ms, se aprecia una respuesta exponencial de las RPM, las cuales parten de un valor aproximado de 1700 rpm y alcanzan las 3000 rpm ante el escalón de la mariposa.

Por otro lado, en lo que respecta a la presión MAP y a lambda, el pulso de la mariposa provoca una crecida brusca de las respuestas, que acto seguido decrecen exponencialmente hasta aproximadamente su valor inicial. Esta respuesta es la esperada, ya que el aumento del valor de α , inicialmente, provoca un aumento de su valor, el cual representa el pico de la respuesta. Sin embargo, este aumento del caudal de aire también afecta al rendimiento indicado, el cual crece provocando un aumento en las revoluciones. Un mayor régimen tiene como consecuencia la ejecución de más ciclos por segundo, por lo que se inyecta más por unidad de tiempo, y el valor de lambda vuelve a disminuir.

En la señal de lambda se aprecia que el pico formado se produce con un cierto retraso con respecto al escalón de la mariposa, el cual se debe a varios factores tales como la posición del sensor lambda en el escape, de modo que existe un determinado intervalo de tiempo desde que los productos de la combustión salen de los cilindros hasta que llegan a la parte del conducto de escape en la que se encuentra el sensor. Otro factor influyente puede ser el tiempo de reacción de dicho sensor.

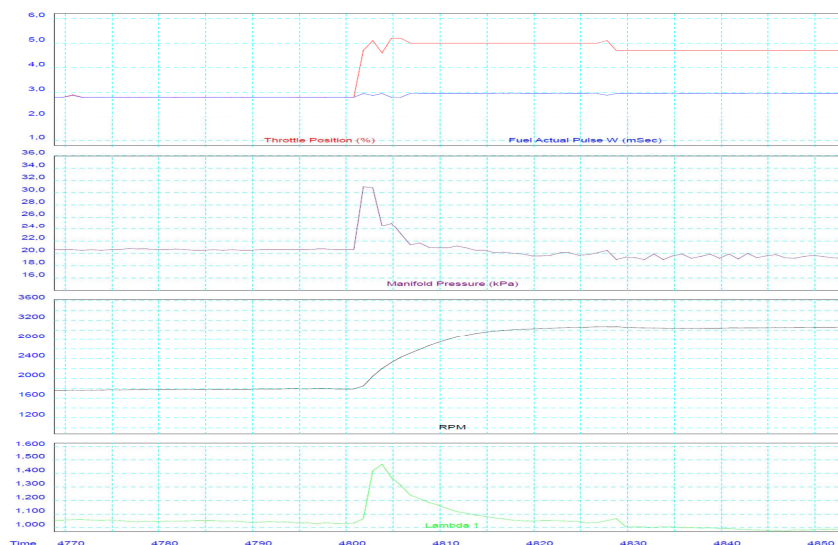


Figura 8.4.- Monitorización de las entradas y salidas del Ensayo 1.1

A primera vista, las respuestas de la presión y de lambda se perfilan claramente como unas de segundo orden. Sin embargo, la respuesta de las revoluciones parece tratarse de una de primer orden, por lo que de ella será posible la obtención de los valores de la constante de tiempo, τ , y de la ganancia, K. De esta manera se puede definir la función de transferencia que relaciona la entrada con la salida ya que presentará la siguiente estructura:

$$ft \text{ de primer orden} = \frac{K'}{s + \frac{1}{\tau}} = \frac{K}{s \tau + 1} \quad (\text{Ec. 8.1})$$

En lo que respecta a la presión y lambda, sus respuestas ante los pulsos de las entradas no van a ser analizadas en esta identificación aproximativa, pero sí en el siguiente estudio utilizando el método de los mínimos cuadrados.

Para el cálculo del valor de la constante de tiempo es necesaria la determinación del valor del tiempo que tarda la señal de respuesta en alcanzar el 63,2% de la curva desde el inicio del pulso.

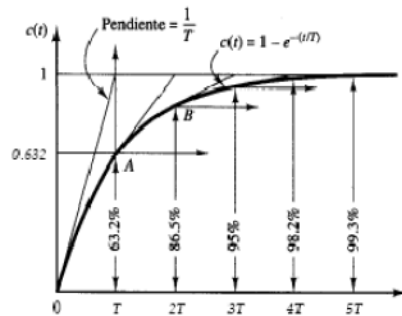


Figura 8.5.- Representación de la determinación de las constantes de tiempo

En lo que respecta al cálculo de la ganancia, su valor viene definido por la resolución del siguiente cociente donde el subíndice 'o' representa el valor inicial de la señal y 'f' el valor final:

$$K = \frac{\omega_f - \omega_o}{\alpha_f - \alpha_o} \quad (\text{Ec. 8.2})$$

Es decir, representa la relación entre la variación de la respuesta de la señal de salida ante una variación de la señal de entrada y dicha variación en la entrada.

Calculando dichos parámetros en el Ensayo 1.1 se tiene:

Estado inicial		Estado final	
$\alpha_o = 2,8 \%$	➔	$\alpha_f = 5 \%$	➔
$t_{i0} = 2,794 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,948 \text{ ms}$	
$\omega_o = 1788 \text{ rpm}$		$\omega_f = 3063 \text{ rpm}$	
$\lambda_o = 1,033$		$\lambda_f = 1,035$	
$P_o = 20,6 \text{ KPa}$		$P_f = 19,8 \text{ KPa}$	
$T_o = 45,7 \text{ °C}$		$T_f = 45,4 \text{ °C}$	
τ y K en la respuesta de RPM			
$\tau = 7 \text{ s} ; K = 579,54$			

Tabla 8.1.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 1.1

Los ensayos 1.2, 1.3 y 1.4, se suceden en una serie de pulsos de mariposa a t_i constante e igual a 2,95 ms. La posición de la mariposa va variando desde un 1,9% hasta un 4,7%, con el primer pulso de un 1,9% hasta un 2,8%, el segundo de 2,8% a 3,9% y el último de 3,9% a 4,7%.

Realizando las mismas operaciones que en el 1.1, los valores de la constante de tiempo y la ganancia en la respuesta de las revoluciones para cada uno de ellos son:

Ensayo 1.2

Estado inicial 1		Estado final 1	
$\alpha_o = 1,9 \%$	➔	$\alpha_f = 2,8 \%$	➔
$t_{i0} = 2,886 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,946 \text{ ms}$	
$\omega_o = 952 \text{ rpm}$		$\omega_f = 1816 \text{ rpm}$	
$\lambda_o = 1,195$		$\lambda_f = 0,930$	
$P_o = 25,4 \text{ KPa}$		$P_f = 21 \text{ KPa}$	
$T_o = 46,5 \text{ °C}$		$T_f = 46,5 \text{ °C}$	
τ y K en la respuesta de RPM			
$\tau = 6,8 \text{ s} ; K = 960$			

Tabla 8.2.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 1.2

Ensayo 1.3

Estado inicial 2		Estado final 2	
$\alpha_f = 2,8 \%$	➔	$\alpha_f = 3,9 \%$	➔
$t_{if} = 2,946 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,942 \text{ ms}$	
$\omega_f = 1816 \text{ rpm}$		$\omega_f = 2538 \text{ rpm}$	
$\lambda_f = 0,930$		$\lambda_f = 0,951$	
$P_f = 21 \text{ KPa}$		$P_f = 17,9 \text{ KPa}$	
$T_f = 46,5 \text{ }^\circ\text{C}$		$T_f = 46,4 \text{ }^\circ\text{C}$	

τ y K en la respuesta de RPM
6,8 s; K=656,36

Tabla 8.3.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 1.3

Ensayo 1.4

Estado inicial 3		Estado final 3	
$\alpha_f = 3,9 \%$	➔	$\alpha_f = 4,7 \%$	➔
$t_{if} = 2,942 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,942 \text{ ms}$	
$\omega_f = 2538 \text{ rpm}$		$\omega_f = 3074 \text{ rpm}$	
$\lambda_f = 0,951$		$\lambda_f = 0,982$	
$P_f = 17,9 \text{ KPa}$		$P_f = 19,9 \text{ KPa}$	
$T_f = 46,4 \text{ }^\circ\text{C}$		$T_f = 46,2 \text{ }^\circ\text{C}$	

τ y K en la respuesta de RPM
6 s; K=670

Tabla 8.4.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 1.4

Se aprecia que los valores de la constante de tiempo son similares en todos los casos. Sin embargo, la ganancia en el Ensayo 1.2 presenta un valor bastante superior al resto. Esto puede deberse a que en este caso, además del pulso de la mariposa, también se produce un pequeño pulso del tiempo de inyección, cuya ganancia, como se verá más adelante en los Ensayos 2.X, es considerablemente mayor.

A continuación se muestra la representación gráfica de la sucesión de estos tres escalones:

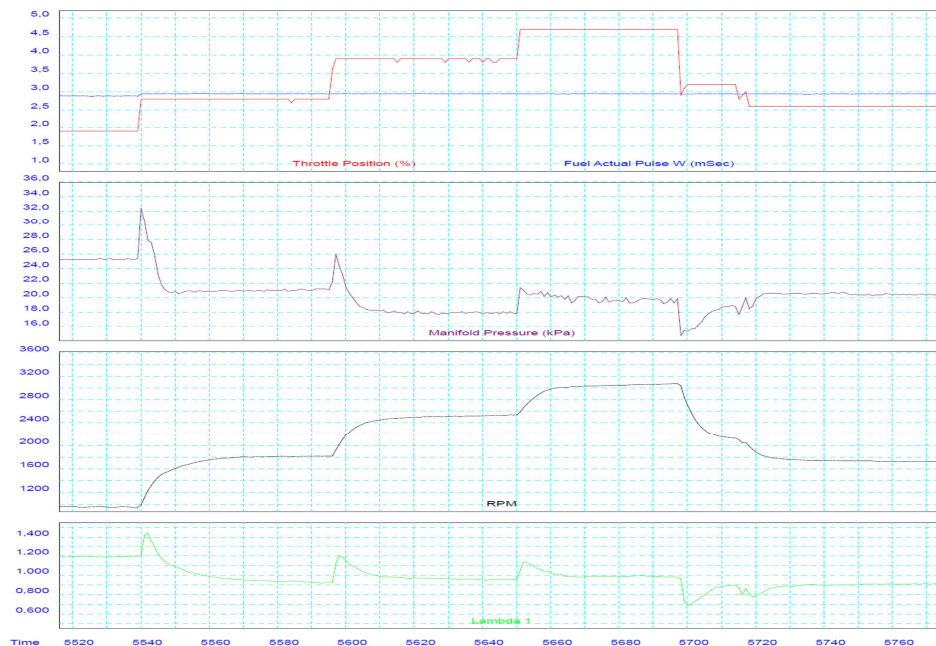


Figura 8.6.- Monitorización de las entradas y salidas de los ensayos 1.2, 1.3 y 1.4

Ensayo 1.5

Aparece representado en la siguiente figura:

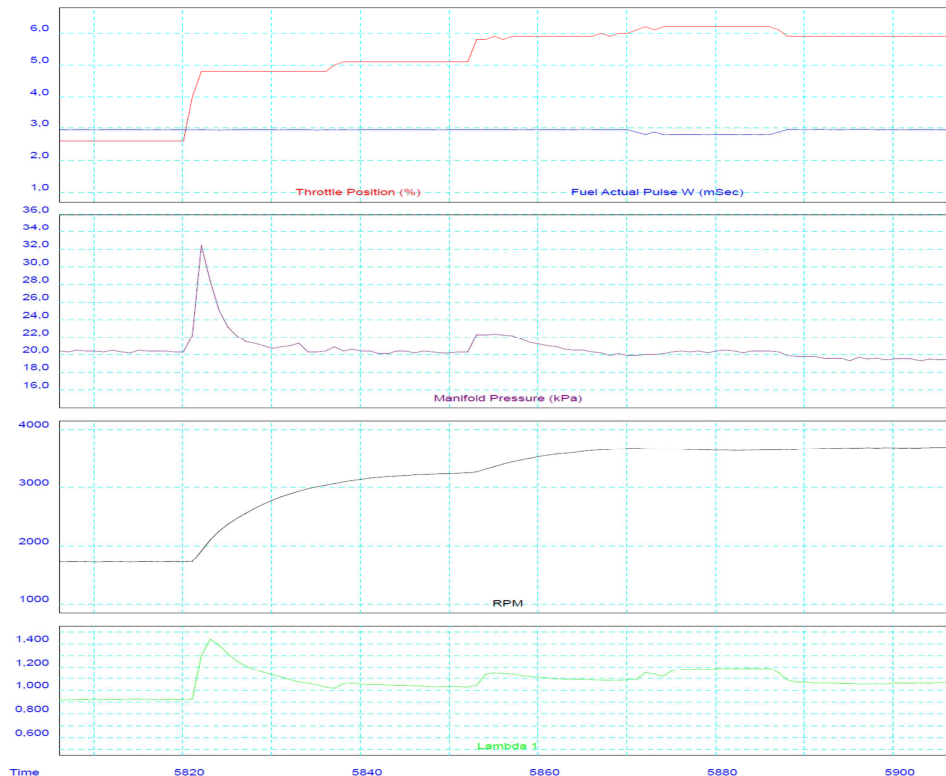


Figura 8.7.- Monitorización de las entradas y salidas del Ensayo 1.5

Para este caso, tanto las respuestas de las RPM como las correspondientes a la presión y lambda se comportan de una manera similar a los ensayos anteriores. Sin embargo, los pulsos no son puros, ya que no se llega a producir la estabilización de las salidas entre un pulso y el siguiente, por lo que los datos obtenidos pueden resultar desfavorables. Por tanto, solamente se ha considerado como válido el primer escalón, y aun así, tal y como se muestra a continuación, la constante de tiempo difiere de las correspondientes a los estudios anteriores, ya cuyos valores rondaban los 7 segundos y en este caso es 8,5.

Estado inicial 1		Estado final 1			
$\alpha_0 = 2,6 \%$	➔	$\alpha_f = 5,1 \%$	➔		
$t_{i0} = 2,944 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,946 \text{ ms}$			
$\omega_0 = 1718 \text{ rpm}$		$\omega_f = 3253 \text{ rpm}$			
$\lambda_0 = 0,922$		$\lambda_f = 1,026$			
$P_0 = 20,3 \text{ KPa}$		$P_f = 20,3 \text{ KPa}$			
$T_0 = 46,4 \text{ °C}$		$T_f = 46,1 \text{ °C}$			
		<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>τ y K en la respuesta de RPM</td> </tr> <tr> <td>8,5 s; K=614</td> </tr> </table>		τ y K en la respuesta de RPM	8,5 s; K=614
τ y K en la respuesta de RPM					
8,5 s; K=614					

Tabla 8.5.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 1.5

Una vez analizada la respuesta de las revoluciones para los “Ensayos 1.X”, se va a proceder al estudio de aquellos en los que se mantuvo la mariposa constante y se modificaba el valor del tiempo de inyección en forma de pulsos (Ensayos 2.X).

Ensayo 2.1

Manteniendo la mariposa en un valor constante de 2,8%, se modificó el tiempo de inyección de aproximadamente 2,2 ms a 2,8ms.

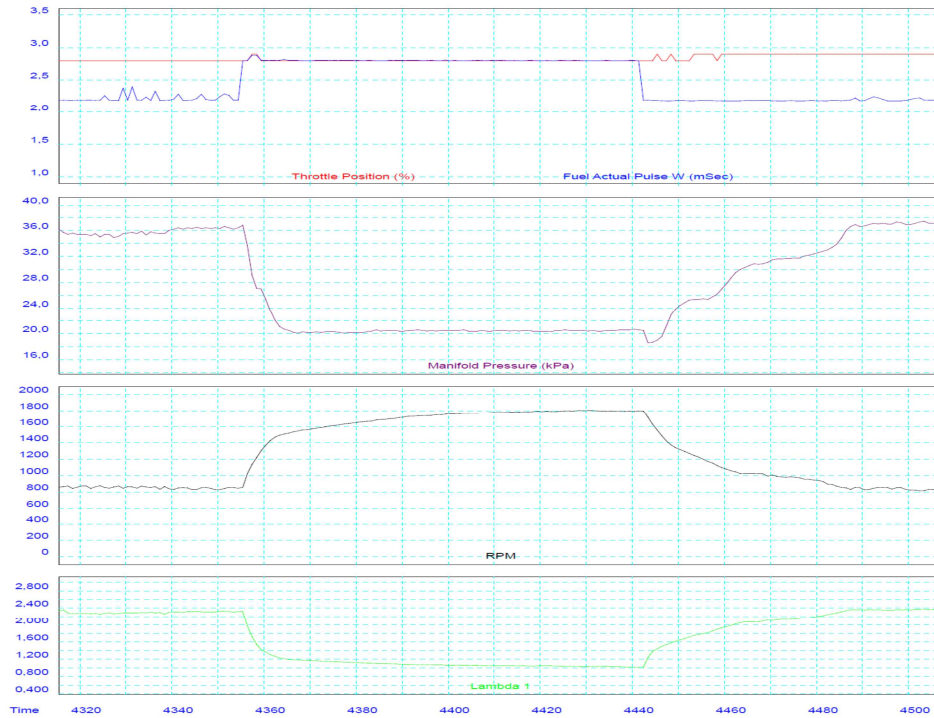


Figura 8.8.- Monitorización de las entradas y salidas de los ensayos 2.1 y 2.2

La respuesta de las RPM es similar a la los Ensayos 1.X, ya que al aumentar el tiempo de inyección las RPM crecen de forma exponencial, y al reducir dicho tiempo, igualmente se produce una disminución de las mismas trazando una exponencial. Sin embargo, a primera vista, parece tratarse de una respuesta algo más lenta.

Para el caso de lambda, a diferencia de lo que ocurría en los Ensayos 1.X, al aumentar el tiempo de inyección se produce una disminución exponencial del valor de misma, ocurriendo justo lo contrario con la disminución del mismo. Por tanto, es posible la determinación de la constante de tiempo y ganancia de esta respuesta, puesto que apunta a comportarse como una de primer orden.

Por otro lado, el comportamiento de la señal de la presión es similar al de la correspondiente a lambda pero, a diferencia de esta, no parece tratarse de una respuesta de primer orden, por lo que no se analizará en este apartado. Dicho análisis se llevará a cabo posteriormente en el apartado correspondiente al método de los mínimos cuadrados.

Estado inicial 1		Estado final 1		τ y K en la respuesta de RPM
$\alpha_0 = 2,8 \%$	→	$\alpha_f = 2,8 \%$	→	7,5 s ; K=1564,144
$t_{i0} = 2,190 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,798 \text{ ms}$		τ y K en la respuesta de lambda
$\omega_0 = 849 \text{ rpm}$		$\omega_f = 1800 \text{ rpm}$		4,3 s ; K=-2,15625
$\lambda_0 = 2,321$		$\lambda_f = 1,010$		
$P_0 = 36,4 \text{ KPa}$		$P_f = 20,6 \text{ KPa}$		
$T_0 = 44,6 \text{ °C}$		$T_f = 44,9 \text{ °C}$		

Tabla 8.6.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 2.1

Ensayo 2.2

También aparece representado en la Figura 8.8, y se corresponde a la modificación del tiempo de inyección de 2,8 ms hasta nuevamente el valor de partida del Ensayo 2.1. Los valores de la constante de tiempo y ganancia son los siguientes:

Estado inicial 2		Estado final 2	
$\alpha_r = 2,8 \%$	➔	$\alpha_r = 2,9 \%$	➔
$t_{if} = 2,798 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,188 \text{ ms}$	
$\omega_r = 1800 \text{ rpm}$		$\omega_r = 833 \text{ rpm}$	
$\lambda_r = 1,010$		$\lambda_r = 2,366$	
$P_r = 20,6 \text{ KPa}$		$P_r = 36,9 \text{ KPa}$	
$T_r = 44,9 \text{ }^\circ\text{C}$		$T_r = 45 \text{ }^\circ\text{C}$	

τ y K en la respuesta de RPM
14 s ; K=1585,246
τ y K en la respuesta de lambda
16 s ; K=-2,2229

Tabla 8.7.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 2.2

Otro caso similar al anterior es el que se muestra en la Figura 8.9, en la cual se aprecia un aumento del tiempo de inyección (Ensayo 2.3) y posteriormente una reducción del mismo (Ensayo 2.4).

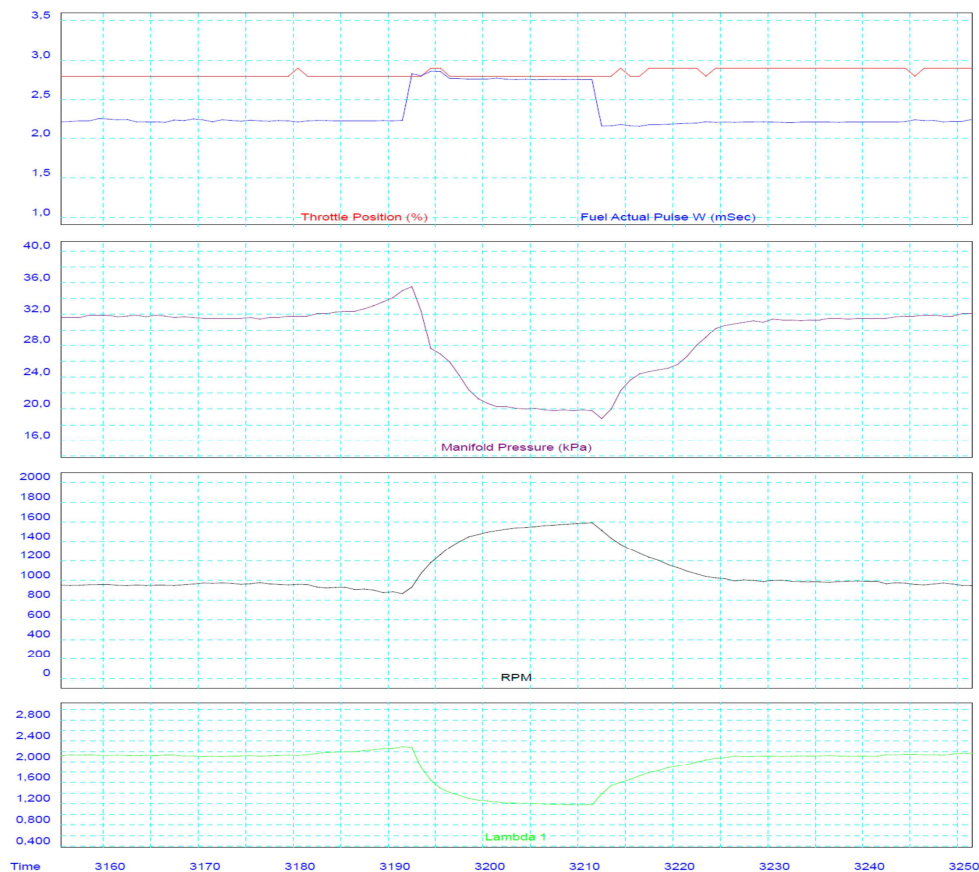


Figura 8.9.- Monitorización de las entradas y salidas de los ensayos 2.3 y 2.4

Las respuestas de las salidas son similares a las obtenidas en los dos ensayos de este tipo ya estudiados, donde tanto la respuesta de las revoluciones como la de lambda parecen tratarse de unas de primer orden y la correspondiente a la presión a una de grado 2. Por tanto, a continuación se procede a la determinación de los parámetros de las señales de régimen y lambda.

Ensayo 2.3

Estado inicial 1		Estado final 1	
$\alpha_0 = 2,8 \%$	→	$\alpha_f = 2,8 \%$	→
$t_{i0} = 2,228 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,754 \text{ ms}$	
$\omega_0 = 865 \text{ rpm}$		$\omega_f = 1593 \text{ rpm}$	
$\lambda_0 = 2,293$		$\lambda_f = 1,178$	
$P_0 = 35 \text{ KPa}$		$P_f = 19,8 \text{ KPa}$	
$T_0 = 44,5 \text{ }^\circ\text{C}$		$T_f = 44,6 \text{ }^\circ\text{C}$	

τ y K en la respuesta de RPM
4,9 s ; K=1384
τ y K en la respuesta de lambda
3,5 s ; K=-2,1197

Tabla 8.8.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 2.3

Ensayo 2.4

Estado inicial 2		Estado final 2	
$\alpha_f = 2,8 \%$	→	$\alpha_f = 2,9 \%$	→
$t_{if} = 2,754 \text{ ms}$		$t_{if} = 2,206 \text{ ms}$	
$\omega_f = 1593 \text{ rpm}$		$\omega_f = 981 \text{ rpm}$	
$\lambda_f = 1,178$		$\lambda_f = 2,127$	
$P_f = 19,8 \text{ KPa}$		$P_f = 31,5 \text{ KPa}$	
$T_f = 44,6 \text{ }^\circ\text{C}$		$T_f = 44,6 \text{ }^\circ\text{C}$	

τ y K en la respuesta de RPM
7 s ; K=1116,78
τ y K en la respuesta de lambda
5,8 s ; K= -1,7317

Tabla 8.9.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 2.4

Ensayo 2.5

Otro ensayo más de este tipo es el 2.5, el cual aparece en la figura siguiente:

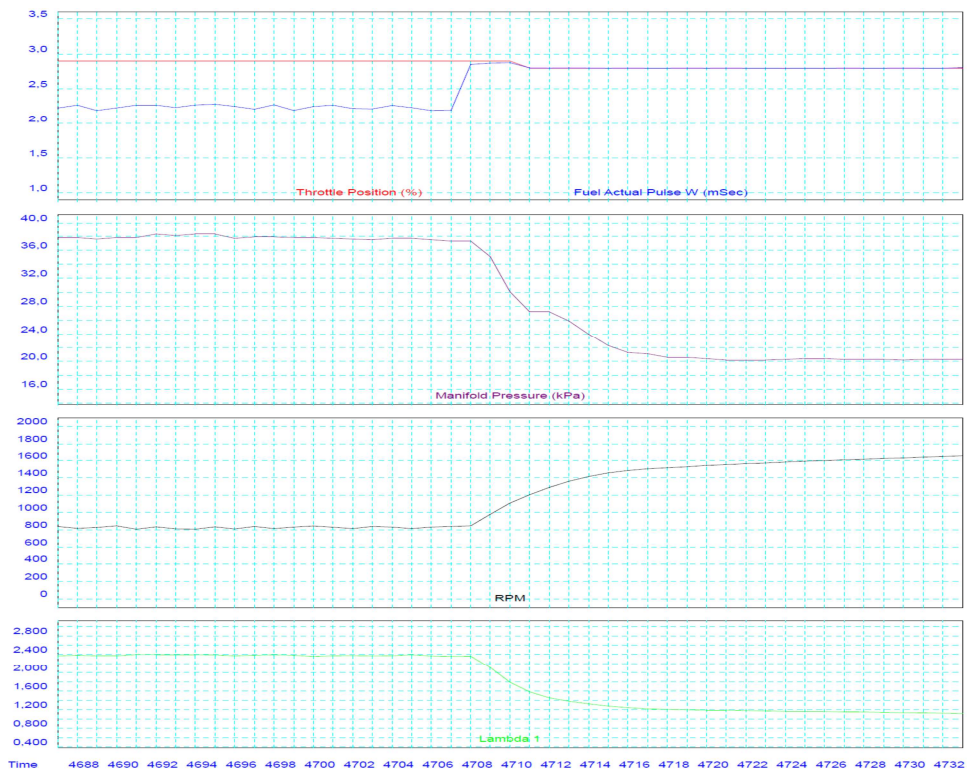


Figura 8.10.- Monitorización de las entradas y salidas del Ensayo 2.5

Las constantes de tiempo y las ganancias en este caso serán:

Estado inicial 1	Estado final 1	
$\alpha_0 = 2,9 \%$	$\alpha_f = 2,8 \%$	τ y K en la respuesta de RPM 7,6 s ; K=1585,28
$t_{i0} = 2,196$ ms	$t_{if} = 2,794$ ms	
$\omega_0 = 840$ rpm	$\omega_f = 1788$ rpm	τ y K en la respuesta de lambda 4,4 s ; K=-2,219
$\lambda_0 = 2,360$	$\lambda_f = 1,033$	
$P_0 = 37,3$ KPa	$P_f = 20,6$ KPa	
$T_0 = 45,4$ °C	$T_f = 45,7$ °C	

Tabla 8.10.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 2.5

Ensayo 2.6

Tal y como se observa en la Figura 8.11 es similar al anterior, solo que en este caso se produce una disminución del valor del tiempo de inyección en lugar de un aumento del mismo.

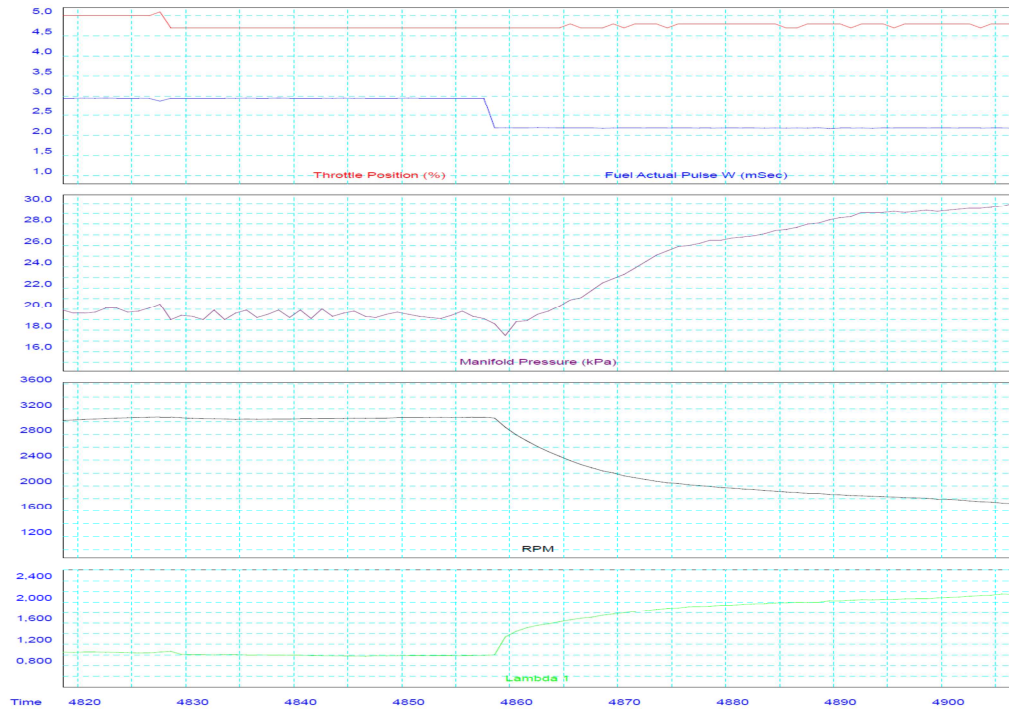


Figura 8.11.- Monitorización de las entradas y salidas del Ensayo 2.6

Los valores calculados de las constantes de tiempo y ganancias son los siguientes:

Estado inicial 1	Estado final 1	
$\alpha_0 = 4,7 \%$	$\alpha_f = 4,8 \%$	τ y K en la respuesta de RPM 8 s ; K=1390,339
$t_{i0} = 2,948$ ms	$t_{if} = 2,182$ ms	
$\omega_0 = 3070$ rpm	$\omega_f = 2005$ rpm	τ y K en la respuesta de lambda 5,8 s ; K=-1,2088
$\lambda_0 = 0,993$	$\lambda_f = 1,919$	
$P_0 = 19,1$ KPa	$P_f = 26,2$ KPa	
$T_0 = 45,3$ °C	$T_f = 45,1$ °C	

Tabla 8.11.- Resultados de la identificación aproximativa del Ensayo 2.6

A modo de resumen de la identificación aproximativa de la dinámica del sistema se muestra la siguiente tabla en la cual se listan los valores de las constantes de tiempo y ganancia de las respuestas que parecen comportarse como sistemas de primer orden.

Ensayo	Revoluciones		Lambda	
	τ	K	τ	K
1.1	7	579,554	x	x
1.2	6,8	960	x	x
1.3	6,8	656,36	x	x
1.4	6	670	x	x
1.5	8,5	614	x	x
2.1	7,5	1564,144	4,3	-2,15625
2.2	14	1585,246	16	-2,2229
2.3	4,9	1384	3,5	-2,1197
2.4	7	1116,78	5,8	-1,7317
2.5	7,6	1585,28	4,4	-2,219
2.6	8	1390,339	5,8	-1,2088

Tabla 8.12.- Resumen de los resultados obtenidos de la identificación aproximativa

De los resultados de la Tabla 8.12 se puede sacar como conclusión que la constante de tiempo en la respuesta de las revoluciones para los “Ensayos 1.X” parece estar bien definida y ronda los 7 segundos, mientras que la ganancia en los mismos tiene un valor aproximado de 600.

Por otro lado, para los “Ensayos 2.X” la constante de tiempo de la respuesta de las revoluciones tiene una mayor variabilidad. A pesar de ello su valor también se encuentra en torno a los 7 u 8 segundos. En lo que respecta a la ganancia de dichas respuestas, ésta es considerablemente superior al correspondiente a los “Ensayos 1.X”, rondando el valor de 1500. Esto podría justificar el hecho que ante muy pequeñas modificaciones del tiempo de inyección se producen grandes variaciones del valor de las revoluciones del motor.

En lo referido a la respuesta de lambda en los “Ensayos 1.X” ésta no parece tratarse de una de primer orden, por lo que un análisis más detallado de la misma se realizará en el apartado siguiente mediante la utilización del método de los mínimos cuadrados.

Con respecto a los “Ensayos 2.X”, a la luz de los datos de la Tabla 8.12 es posible llegar a la conclusión de que la respuesta de esta salida es más rápida que la correspondiente a las revoluciones, ya que la constante de tiempo en este caso es menor que la obtenida para la otra salida, siendo su valor aproximadamente 4 o 5 segundos. La ganancia de estas respuestas es negativa y de valor aproximado -2. El signo indica que ante aumentos del tiempo de inyección se producen disminuciones de lambda, y el hecho de que la ganancia sea pequeña con respecto a la dada en el caso de las revoluciones se debe a que los valores de lambda (entre 1 y 3) son muy inferiores a los dados en las revoluciones (entre 800 y 3500).

Por último, en lo que respecta a la respuesta de la presión del colector de admisión, tal y como se ha comentado anteriormente, la dinámica parece similar a la de lambda, pero no parece comportarse como una respuesta de primer orden, por lo que será necesario un estudio posterior para corroborar la hipótesis de que dichas respuestas son de segundo orden.

8.3.- Identificación por mínimos cuadrados

En el apartado anterior se ha realizado una identificación aproximativa de la dinámica del sistema, pero los resultados obtenidos no son lo suficientemente concluyentes como para poder asegurar, ni siquiera, el orden de las respuestas analizadas. Por tanto es necesaria la aplicación de una técnica identificativa más exacta y que dé una cuantificación del error cometido. La técnica matemática utilizada en el presente Proyecto Fin de Carrera ha sido el método de los mínimos cuadrados ([8], [10] y [12]).

Para comprender más a fondo en qué consisten los mínimos cuadrados, a continuación se muestra un ejemplo sencillo.

Ejemplo de identificación por mínimos cuadrados

Dado un sistema con una entrada y una salida, denotadas por $u[n]$ e $y[n]$ respectivamente, la ecuación en diferencias en tiempo discreto de dicho sistema, considerando que se trata de uno de primer orden, es la siguiente:

$$y[n + 1] = r y[n] + b u[n] \quad (\text{Ec. 8.3})$$

El sistema se representa en tiempo discreto ya que la obtención de datos se realiza mediante la captura de muestras discretas. Además, para facilitar la notación, se toma el intervalo de muestreo igual a la unidad.

Para dicho sistema, considerando la entrada como un escalón unitario ($u[n]=1$), y sabiendo que $y[0]=0$, $r=0,5$ y $b=1$, entonces se tiene que la salida es:

$$\begin{aligned} y[1] &= 0,5 \cdot 0 + 1 = 1 \\ y[2] &= 0,5 \cdot 1 + 1 = 1,5 \\ y[3] &= 0,5 \cdot 1,5 + 1 = 1,75 \\ y[4] &= 0,5 \cdot 1,75 + 1 = 1,875 \\ y[5] &= 0,5 \cdot 1,875 + 1 = 1,9375 \\ y[6] &= 0,5 \cdot 1,9375 + 1 = 1,96875 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 8.4})$$

Representando esto gráficamente queda:

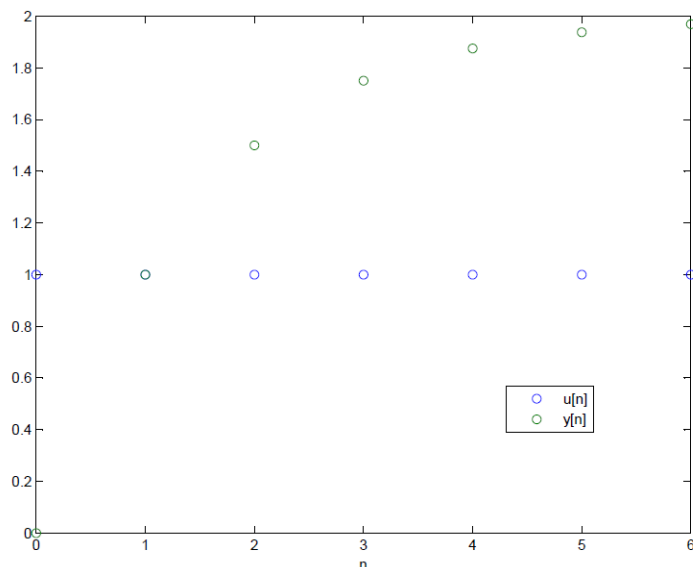


Figura 8.12.- Entrada y salida en tiempo discreto del ejemplo de mínimos cuadrados (1)

Sin embargo, si se considera el caso en el que se tienen datos solamente de la salida y de la entrada del sistema, se desconoce los valores de los parámetros r y b , por lo que éstos deben ser calculados. Un ejemplo de este caso se muestra a continuación, donde, ante una entrada escalón unitario, se tienen los siguientes valores en la salida:

$$\begin{aligned} y[0] &= 0,0825 \\ y[1] &= 1,0728 \\ y[2] &= 1,1854 \\ y[3] &= 1,8343 \\ y[4] &= 1,9393 \\ y[5] &= 1,7329 \\ y[6] &= 1,9812 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 8.5})$$

Que representados quedan:

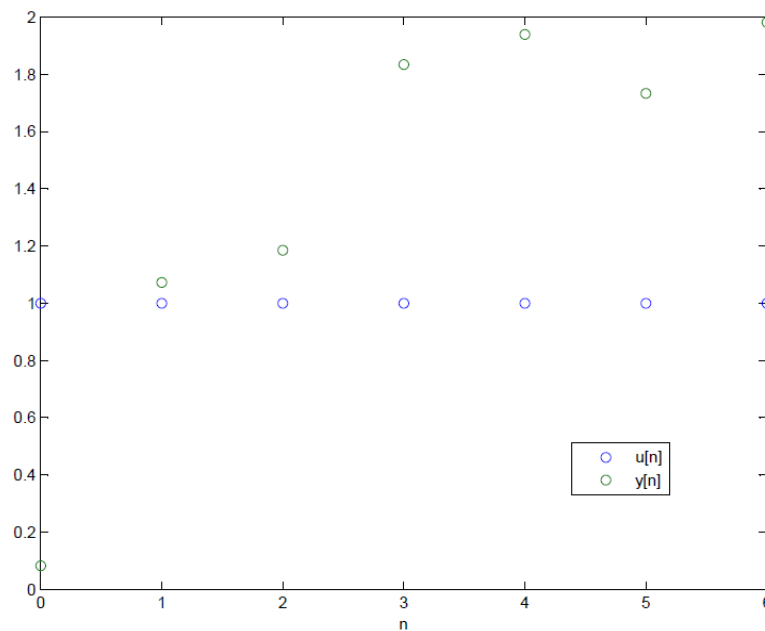


Figura 8.13.- Entrada y salida en tiempo discreto del ejemplo de mínimos cuadrados (2)

Asumiendo que el sistema es de primer orden, según la ecuación en diferencias anterior, se tiene que:

$$\left. \begin{aligned} 1,0728 &= r \cdot 0,0825 + b \cdot 1 \\ 1,1854 &= r \cdot 1,0728 + b \cdot 1 \\ 1,8343 &= r \cdot 1,1854 + b \cdot 1 \\ 1,9393 &= r \cdot 1,8343 + b \cdot 1 \\ 1,7329 &= r \cdot 1,9393 + b \cdot 1 \\ 1,9812 &= r \cdot 1,7329 + b \cdot 1 \end{aligned} \right\} \quad (\text{Ec. 8.6})$$

O lo que es lo mismo:

$$\begin{bmatrix} y[1] \\ y[2] \\ \vdots \\ y[6] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[5] & u[5] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ b \end{bmatrix} \rightarrow Y = A X \quad (\text{Ec. 8.7})$$

La matriz X no tiene solución, es decir, no hay unos valores para los parámetros r y b de manera que cumplan todas las ecuaciones anteriores. Por tanto, es necesaria la utilización de un estimador al que se le denominará X^* , de manera que:

$$Y^* = A X^* \quad (\text{Ec. 8.8})$$

Con el método de los mínimos cuadrados se pretende encontrar el estimador X^* con el cual los valores de r^* y b^* proporcionen el mínimo error cuadrático. Es decir, se intenta minimizar la suma de los cuadrados de las diferencias entre los valores estimados de salida y los valores reales. Dicho método sólo es aplicable en sistemas lineales, por lo que en principio no podría ser utilizado en el presente trabajo como consecuencia de la naturaleza no lineal del sistema. Sin embargo, tal y como se ha comentado en la introducción de este capítulo, cada uno de los ensayos estudiados en este proyecto puede ser considerado como un sistema lineal, manifestándose la no linealidad en los distintos valores del estimador obtenidos en unos y otros.

Si se considera la matriz E como el error entre la matriz real (Y) y la estimada (Y^*), se tiene que:

$$E = Y - Y^* = \begin{bmatrix} e_1 = y[1] - y^*[1] \\ e_2 = y[2] - y^*[2] \\ \vdots \\ e_6 = y[6] - y^*[6] \end{bmatrix} \quad (\text{Ec. 8.9})$$

Así, el error cuadrático es igual a:

$$\sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - y_i^*)^2 = E^T E \quad (\text{Ec. 8.10})$$

Por otro lado,

$$E = Y - A X^* \quad (\text{Ec. 8.11})$$

Por tanto, lo que se pretende es minimizar es:

$$E^T E = (Y - A X^*)^T (Y - A X^*) = Y^T Y - 2Y^T A X^* + A^T X^{*T} A X^* \quad (\text{Ec. 8.12})$$

Derivando e igualando a 0 la Ec. 8.12 se tiene:

$$\frac{\partial E^T E}{\partial X^*} = -2A^T Y + 2A^T A X^* = 0 \quad (\text{Ec. 8.13})$$

De manera que:

$$A^T Y = A^T A X^* \quad (\text{Ec. 8.14})$$

Y despejando la matriz del estimador se tiene:

$$X^* = (A^T A)^{-1} A^T Y \quad (\text{Ec. 8.15})$$

Aplicando esto al ejemplo mostrado anteriormente, los valores de r^* y b^* son los siguientes:

$$X^* = \begin{bmatrix} r^* \\ b^* \end{bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[5] & u[5] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[5] & u[5] \end{bmatrix} \right)^{-1} \begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[5] & u[5] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} y[1] \\ y[2] \\ \vdots \\ y[6] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,4692 \\ 1,0107 \end{bmatrix} \quad (\text{Ec. 8.16})$$

Coefficiente de correlación múltiple

Una vez aplicado el método de los mínimos cuadrados, dado que se trata de una técnica estimatoria, es necesaria la determinación del grado de calidad del ajuste utilizado. Para ello se debe encontrar un coeficiente adimensional que indique si el ajuste es aceptable o no [13].

El coeficiente de correlación múltiple determina la proporción de la varianza de Y que queda explicada por la variable ajustada Y^* . Viene definido por:

$$R^2_{y,1\ 2\dots n} = \frac{s_{y^*}^2}{s_y^2} = 1 - \frac{s_e^2}{s_y^2} \quad (\text{Ec. 8.17})$$

donde s_y^2 y $s_{y^*}^2$ son las varianzas de los valores reales y los ajustados, respectivamente, y s_e^2 es la varianza residual que mide la dispersión entre ambas, de manera que:

$$s_y^2 = s_{y^*}^2 + s_e^2 \quad (\text{Ec. 8.18})$$

Dado que R^2 es un cociente de varianzas tiene que ser mayor o igual a 0, además, como $1 - R^2_{y,1\ 2\dots n} = \frac{s_e^2}{s_y^2} \geq 0$, entonces $R^2_{y,1\ 2\dots n} \leq 1$. Por tanto:

$$0 \leq R^2_{y,1\ 2\dots n} \leq 1 \quad (\text{Ec. 8.19})$$

Siendo mejor el ajuste cuando dicho coeficiente se acerque más a 1.

Matricialmente la varianza residual es igual a:

$$s_e^2 = \frac{1}{n} (Y^T Y - X^{*T} A^T Y) \quad (\text{Ec. 8.20})$$

Por otro lado,

$$s_y^2 = \frac{1}{n} Y^T Y - \bar{y}^2 \quad (\text{Ec. 8.21})$$

donde \bar{y} es la media aritmética de los valores de Y.

Por tanto, el coeficiente de correlación múltiple es:

$$R^2 = 1 - \frac{s_e^2}{s_y^2} = 1 - \frac{Y^T Y - X^{*T} A^T Y}{Y^T Y - n\bar{y}^2} = \frac{X^{*T} A^T Y - n\bar{y}^2}{Y^T Y - n\bar{y}^2} \quad (\text{Ec. 8.22})$$

Para el ejemplo anterior, el valor de R^2 obtenido es 0.686, por lo que en este caso el ajuste no es demasiado bueno.

En el caso de los ensayos realizados en el motor de hidrógeno, hasta el momento se han estudiado aquellos en los que se procedía a la aplicación de un escalón a una de las entradas y se analizaba la respuesta en las salidas. A partir de ahora a estos se les va a denominar “ensayos aislados”, ya que en ellos sólo se modificaba una de las dos entradas manteniendo la otra constante. Con estos se estudia el sistema como si se tratase de uno con sólo una entrada.

Sin embargo, en la realidad ambas entradas son variables, por lo que no basta con realizar la identificación de la dinámica del sistema cuando sólo se produce la variación de cada una de ellas de forma independiente, sino que es necesaria la realización de nuevos ensayos en los que se produzca una variación conjunta de ambas entradas, produciéndose pulsos alternados de ambas.

De esta forma, en el estudio de la dinámica del sistema se tendrán en cuenta las dos entradas, y no sólo una como en el caso de los “ensayos aislados”. A estos se les va a denominar “ensayos conjuntos”.

En los apartados siguientes se va a realizar la identificación utilizando el método de los mínimos cuadrados, primero de los “ensayos aislados” en los que sólo se modifica una entrada, y a continuación de los “ensayos conjuntos” considerando las dos entradas. De esta forma será posible terminar el estudio comenzado en el apartado anterior sobre el efecto de la variación de las entradas de forma independiente sobre las salidas, y a su vez, podrá ser obtenido un modelo dinámico que se ajuste a la realidad con la identificación experimental de los casos en los cuales ambas señales de entrada varían de forma conjunta.

Señalar que todas las operaciones para la identificación con el método de mínimos cuadrados se realizaron con el paquete informático MatLab, ya que resulta imposible trabajar de una manera manual con un número tan elevado de datos. Los comandos computacionales utilizados para dichos análisis se encuentran recogidos en el Anexo II del presente proyecto.

8.3.1.- Sistemas aislados

Para el caso de los ensayos aislados, en el apartado de la identificación aproximativa algunas de las respuestas parecían comportarse como una de primer orden, por lo que en esta sección se intentará verificar la validez de dicha interpretación, o por lo contrario, desmentirla y demostrar que el orden del sistema es otro. A su vez, se realizará también un estudio de las señales que en el apartado anterior se consideraron como de grado 2, es decir, la respuesta de lambda en los “Ensayos 1.X” y la respuesta de la presión de admisión para ambos estudios.

8.3.1.1.- Hipótesis de sistema de primer orden

Para las respuestas consideradas anteriormente como de grado 1 (revoluciones en los “Ensayos 1.X”; revoluciones y lambda en los “Ensayos 2.X”), la manera de aplicar los mínimos cuadrados es similar a la utilizada en el ejemplo anterior que consideraba una ecuación en diferencias de primer orden con una salida y una entrada, de modo que la estructura considerada, de la cual se pretende obtener los valores estimados de sus parámetros, es la misma:

Ensayos 1.X (1^{er} orden)

$$n[n + 1] = r n[n] + b \alpha[n] \quad (\text{Ec. 8.23})$$

Ensayos 2.X (1^{er} orden)

$$n[n + 1] = r n[n] + b t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.24})$$

$$\lambda[n + 1] = r \lambda[n] + b t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.25})$$

donde n representa las revoluciones, α la apertura de mariposa, t_i el tiempo de inyección y λ lambda. No confundir la n de revoluciones con la n de las muestras.

Para el caso concreto del Ensayo 1.1 se va a mostrar todo el desarrollo de las operaciones realizadas hasta llegar a la función de transferencia final, mientras que para el resto solamente se mostrarán los resultados finales obtenidos, ya que la metodología utilizada para llegar a dichos resultados es la misma para cada uno de ellos.

Ensayo 1.1

Para el ensayo 1.1 se tiene la siguiente tabla de datos de entrada y salida:

u[n]=α(%)	y[n]=n[rpm]	u[n]=α(%)	y[n]=n[rpm]
2,8	1788	5	2894
2,8	1789	5	2929
2,8	1789	5	2958
4,7	1849	5	2980
5,1	2047	5	2995
4,6	2203	5	3010
5,2	2328	5	3020
5,2	2434	5	3025
5	2514	5	3035
5	2592	5	3040
5	2670	5	3048
5	2735	5	3055
5	2797	5	3058
5	2848	5	3063

Tabla 8.13.- Valores de la entrada y la salida en tiempo discreto del Ensayo 1.1

$$X^* = \left(\begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[n] & u[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[n] & u[n] \end{bmatrix} \right)^{-1} \begin{bmatrix} y[0] & u[0] \\ y[1] & u[1] \\ \vdots & \vdots \\ y[n] & u[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} y[1] \\ y[2] \\ \vdots \\ y[n+1] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,8486 \\ 89,398 \end{bmatrix} \quad (\text{Ec. 8.26})$$

Para determinar la calidad de la estimación obtenida se determina el coeficiente de correlación múltiple, que para este ensayo es igual a:

$$R^2 = \frac{X^{*T} A^T Y - n \bar{y}^2}{Y^T Y - n \bar{y}^2} = 0,9982 \quad (\text{Ec. 8.27})$$

Se aprecia que el ajuste es muy bueno ya que el valor de R^2 es muy próximo a 1, por lo que el estimador se puede considerar como válido.

De esta manera, una vez obtenidos los valores de r^* y b^* , se conoce la ecuación en diferencias de este sistema, la cual es:

$$y[n+1] = 0,8486 y[n] + 89,398 u[n] \quad (\text{Ec. 8.28})$$

La expresión anterior (Ec. 8.28), representada según el modelo discreto, queda:

$$z Y[z] = 0,8486 Y[z] + 89,398 U[z] \quad (\text{Ec. 8.29})$$

Y despejando $Y[z]$:

$$Y[z] = \frac{b}{z-r} U[z] = \frac{89,398}{z-0,8486} U[z] \quad (\text{Ec. 8.30})$$

donde $\frac{b}{z-r}$ será la función de transferencia discreta.

Una vez calculada la función de transferencia discreta (Ec. 8.30), mediante la utilización de la orden "d2c()" de Matlab, se obtiene la función de transferencia continua, $\frac{K}{\tau s+1}$, a partir de su equivalente discreta, $\frac{b}{z-r}$:

$$G_d(z) = \frac{89,3986}{z - 0,8486} \rightarrow G_c(s) = d2c(G_d(z)) \rightarrow G_c(s) = \frac{96,94}{s + 0,1641} \quad (\text{Ec. 8.31})$$

A partir de la función de transferencia anterior se pueden obtener los valores de K y de la constante de tiempo τ , que en este caso son:

$$K = 590,73 \quad y \quad \tau = \frac{1}{0,1641} = 6,0938 \quad (\text{Ec. 8.32})$$

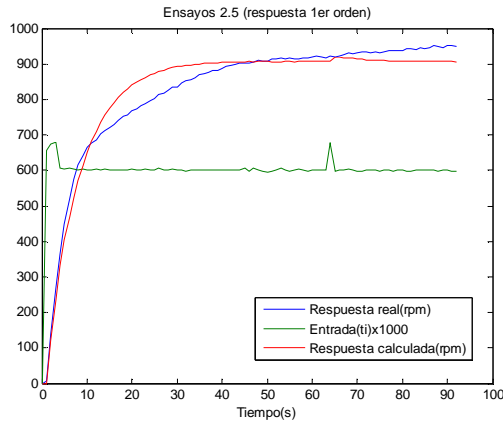
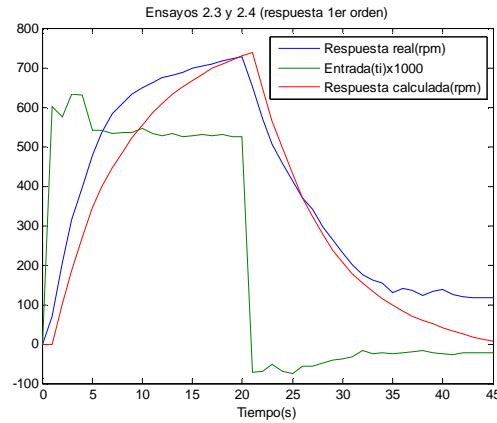
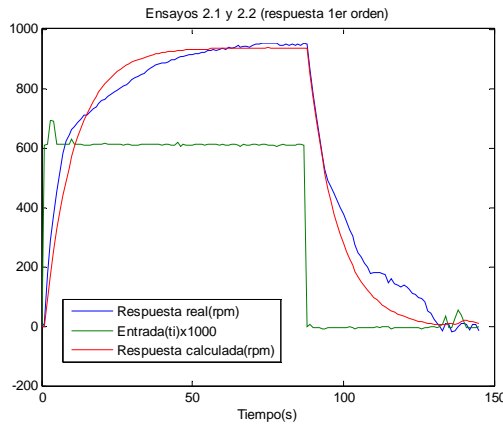
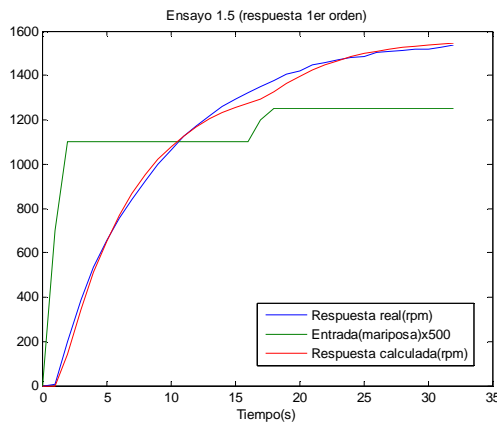
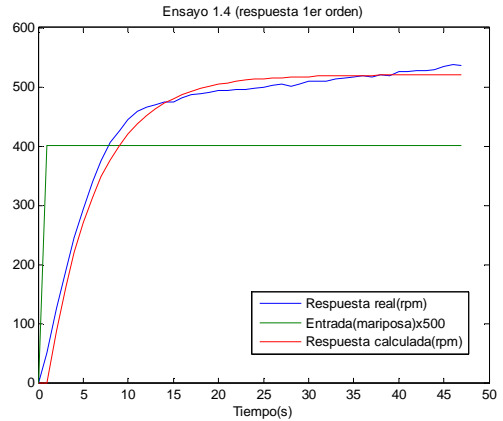
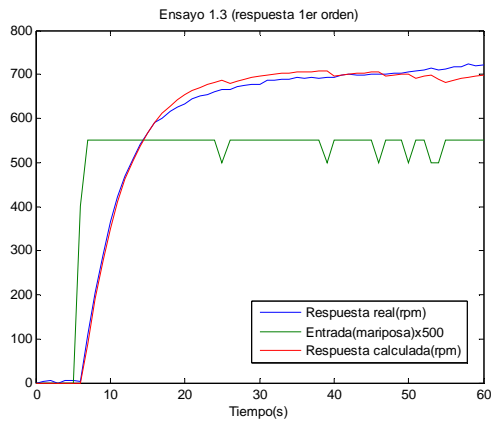
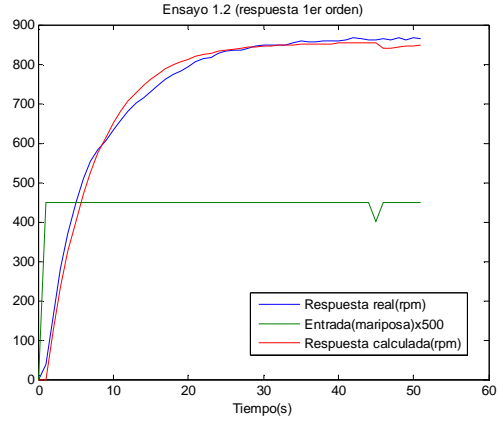
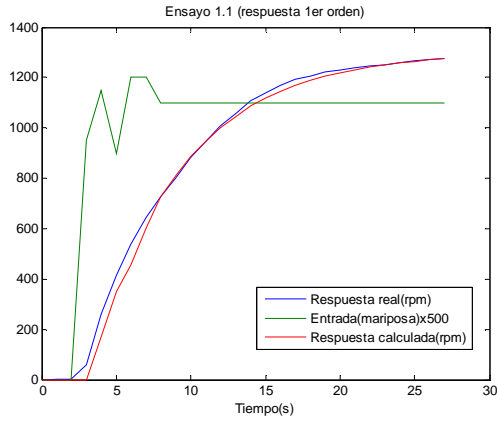
Realizando las mismas operaciones para todos los ensayos considerados como de primer orden se obtiene la siguiente tabla-resumen:

Ensayo	Identificación con mínimos cuadrados (1er orden)					
	Revoluciones			Lambda		
	τ	K	R^2	τ	K	R^2
1.1	6,0938	590,73	0,9982	X	X	X
1.2	6,2775	949,15	0,9982	X	X	X
1.3	5,4437	645,61	0,9995	X	X	X
1.4	5,4289	649,84	0,9943	X	X	X
1.5	5,6529	626,91	0,9990	X	X	X
2.1	7,3367	1484,22	0,9967	3,6832	-2,046	0,9950
2.2	11,7716	1539,73	0,9975	11,6063	-2,134	0,9952
2.3	5,2632	1391,58	0,9918	2,9223	-2,053	0,9950
2.4	7,7042	1167,18	0,9879	7,0621	-1,773	0,9561
2.5	7,5700	1510,22	0,9981	4,2283	-2,140	0,9958
2.6	8,1499	1545,23	0,9997	3,07	-1,112	0,9752

Tabla 8.14.- Resumen de la identificación de los ensayos aislados por mínimos cuadrados considerando primer orden

Comparando esta tabla con la obtenida en la identificación aproximativa (Tabla 8.12), se aprecia que los resultados son considerablemente parecidos. En concreto, los valores de las constantes de tiempo tienden a ser ligeramente inferiores, pero muy similares a los obtenidos en la identificación aproximativa. En lo que respecta a las ganancias, éstas son también parecidas a las obtenidas anteriormente, siendo la correspondiente a la respuesta de las revoluciones en los "Ensayos 2.X" bastante mayor que la de los ensayos "Ensayos 1.X", de manera que ante pequeñas variaciones del tiempo de inyección se producirán grandes variaciones en el régimen.

En la Figura 8.14 se muestran las representaciones gráficas de la respuesta real provocada por la variación de una de las entradas y de la calculada con el método de los mínimos cuadrados. Las primeras gráficas se corresponden a las respuestas de las revoluciones, mientras que las últimas a lambda.



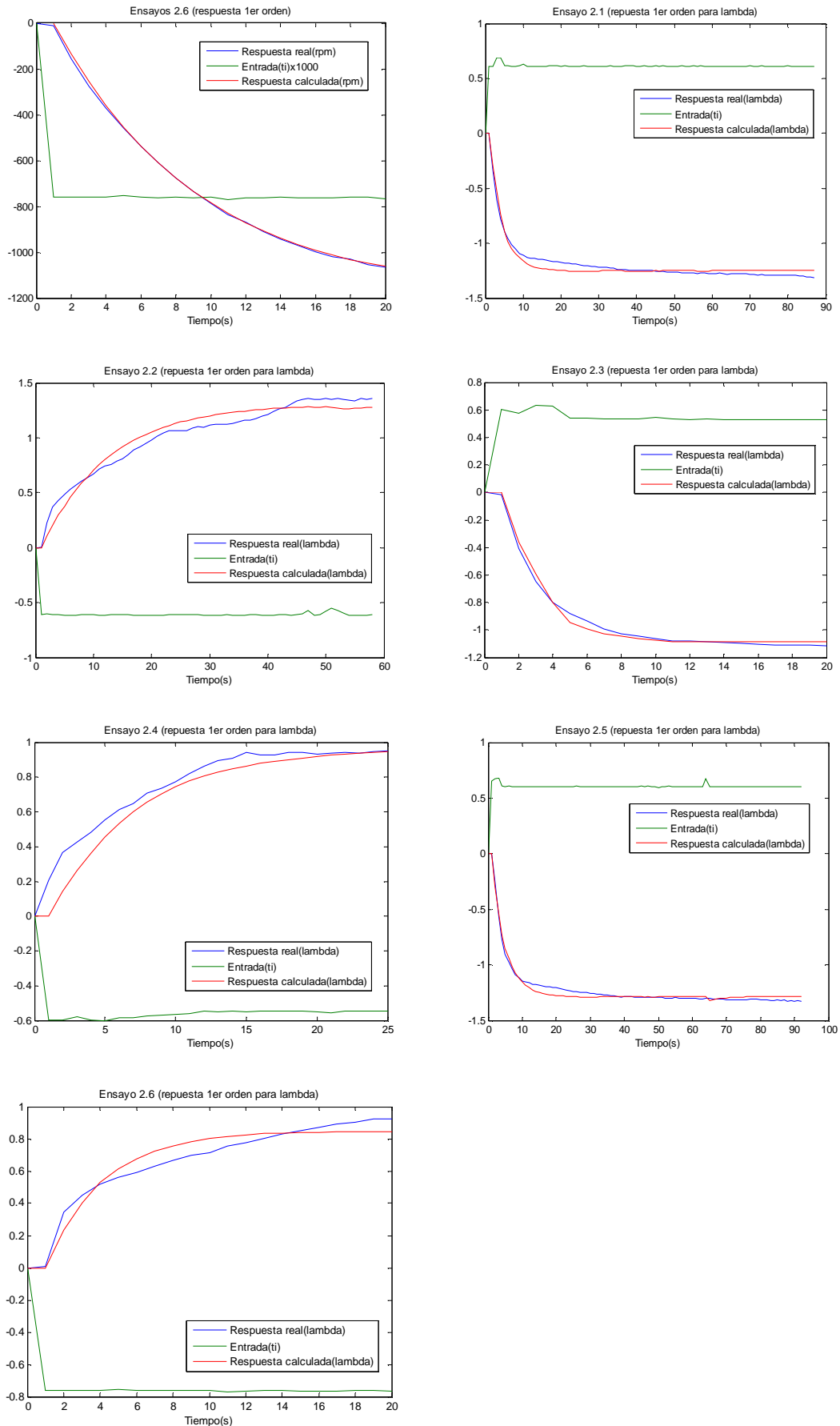


Figura 8.14.- Representación gráfica de los resultados obtenidos de la identificación por mínimos cuadrados de los ensayos aislados considerando primer orden

Señalar que los valores representados no son los reales de cada señal, sino que muestran la diferencia entre el valor real de la señal y su valor inicial para cada ensayo. Por tanto, todas las señales comienzan del valor cero y evolucionan en función de la diferencia con el valor inicial.

De las representaciones gráficas anteriores se puede sacar como conclusión que para los “Ensayos 1.X” la respuesta de primer orden para las revoluciones se ajusta muy bien a la respuesta real obtenida. Sin embargo, para el caso de los “Ensayos 2.X” el ajuste es bastante peor como consecuencia de que la curva real posee inicialmente una dinámica bastante rápida, que posteriormente se ralentiza.

Para el caso de lambda en los “Ensayos 2.X” ocurre algo similar a lo anterior con las revoluciones, siendo el ajuste de la curva calculada peor de lo esperado. Además, en este caso la curva real vuelve a presentar dos velocidades de respuesta, siendo imposible para la curva de primer orden calculada emular dicha dinámica. Por tanto, todo apunta a que el orden del sistema es superior a 1.

8.3.1.2.- Hipótesis de sistema de segundo orden

Para intentar demostrar esta teoría de que el orden del sistema no es uno, sino superior, se va a proceder a la realización de un estudio con mínimos cuadrados similar al realizado antes, solo que en este caso el grado considerado va a ser dos. Además, en el apartado anterior se ha comentado que, tanto la respuesta de lambda ante una variación de la mariposa (“Ensayos 1.X”) como la respuesta de la presión, parecían tratarse de unas de segundo orden. Por tanto, también se va a realizar el mismo estudio con mínimos cuadrados para dichas respuestas.

A continuación se muestran las ecuaciones en diferencias en tiempo discreto para cada una de las salidas, considerando el sistema como uno de segundo orden con un cero, cuyos parámetros se pretenden estimar mediante esta identificación lineal.

Ensayos 1.X (2º orden)

$$n[n + 2] = a_1 n[n + 1] + a_0 n[n] + b_1 \alpha[n + 1] + b_0 \alpha[n] \quad (\text{Ec. 8.33})$$

$$\lambda[n + 2] = c_1 \lambda[n + 1] + c_0 \lambda[n] + d_1 \alpha[n + 1] + d_0 \alpha[n] \quad (\text{Ec. 8.34})$$

$$p[n + 2] = e_1 p[n + 1] + e_0 p[n] + f_1 \alpha[n + 1] + f_0 \alpha[n] \quad (\text{Ec. 8.35})$$

Ensayos 2.X (2º orden)

$$n[n + 2] = a_1 n[n + 1] + a_0 n[n] + b_1 t_i[n + 1] + b_0 t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.36})$$

$$\lambda[n + 2] = c_1 \lambda[n + 1] + c_0 \lambda[n] + d_1 t_i[n + 1] + d_0 t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.37})$$

$$p[n + 2] = e_1 p[n + 1] + e_0 p[n] + f_1 t_i[n + 1] + f_0 t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.38})$$

donde n representa las revoluciones, α la apertura de mariposa, t_i el tiempo de inyección, λ lambda y p la presión del colector de admisión.

Al igual que anteriormente, se van a desarrollar únicamente las operaciones para el primero de los ensayos (Ensayo 1.1), y posteriormente se mostrarán los resultados obtenidos en el resto por medio de tablas-resumen y representaciones gráficas con el fin de facilitar la comparación entre ellos y el análisis de los resultados.

Ensayo 1.1

Para este caso, aplicando el método de los mínimos cuadrados se obtienen los siguientes valores estimados de los coeficientes de las ecuaciones en diferencias para las tres salidas:

$$X_n^* = \left(\begin{bmatrix} n[1] & n[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ n[2] & n[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ n[n+1] & n[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} n[1] & n[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ n[2] & n[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ n[n+1] & n[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix} \right)^{-1} \quad (\text{Ec. 8.39})$$

$$\begin{bmatrix} n[1] & n[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ n[2] & n[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ n[n+1] & n[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} n[2] \\ n[3] \\ \vdots \\ n[n+2] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_0 \\ b_1 \\ b_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,2103 \\ -0,2999 \\ 85,4499 \\ -31,7677 \end{bmatrix}$$

$$R^2 = 0,9975$$

$$X_\lambda^* = \left(\begin{bmatrix} \lambda[1] & \lambda[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ \lambda[2] & \lambda[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda[n+1] & \lambda[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \lambda[1] & \lambda[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ \lambda[2] & \lambda[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda[n+1] & \lambda[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix} \right)^{-1} \quad (\text{Ec. 8.40})$$

$$\begin{bmatrix} \lambda[1] & \lambda[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ \lambda[2] & \lambda[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda[n+1] & \lambda[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \lambda[2] \\ \lambda[3] \\ \vdots \\ \lambda[n+2] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_0 \\ d_1 \\ d_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,0222 \\ -0,2095 \\ 0,1610 \\ -0,1591 \end{bmatrix}$$

$$R^2 = 0,9616$$

$$X_p^* = \left(\begin{bmatrix} p[1] & p[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ p[2] & p[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ p[n+1] & p[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} p[1] & p[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ p[2] & p[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ p[n+1] & p[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix} \right)^{-1} \quad (\text{Ec. 8.41})$$

$$\begin{bmatrix} p[1] & p[0] & \alpha[1] & \alpha[0] \\ p[2] & p[1] & \alpha[2] & \alpha[1] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ p[n+1] & p[n] & \alpha[n+1] & \alpha[n] \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} p[2] \\ p[3] \\ \vdots \\ p[n+2] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_0 \\ f_1 \\ f_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,3651 \\ 0,1721 \\ 2,5110 \\ -2,6061 \end{bmatrix}$$

$$R^2 = 0,4533$$

De modo que las ecuaciones anteriores en modo discreto quedan:

$$z^2 N[z] = 1,2103 z N[z] - 0,2999 N[z] + 85,4499 z \alpha[z] - 31,7677 \alpha[z] \quad (\text{Ec. 8.42})$$

$$z^2 \lambda[z] = 1,0222 z \lambda[z] - 0,2095 \lambda[z] + 0,1610 z \alpha[z] - 0,1591 \alpha[z] \quad (\text{Ec. 8.43})$$

$$z^2 P[z] = 0,3651 z P[z] + 0,1721 P[z] + 2,5110 z \alpha[z] - 0,6061 \alpha[z] \quad (\text{Ec. 8.44})$$

Despejando $N[z]$, $\lambda[z]$ y $P[z]$ se obtienen las funciones de transferencia discretas:

$$N[z] = \frac{85,4499 z - 31,7677}{z^2 - 1,2103 z + 0,2999} \alpha[z] \quad (\text{Ec. 8.45})$$

$$\lambda[z] = \frac{0,1610 z - 0,1591}{z^2 - 1,0222 z + 0,2095} \alpha[z] \quad (\text{Ec. 8.46})$$

$$P[z] = \frac{2,5110 z - 0,6061}{z^2 - 0,3651 z - 0,1721} \alpha[z] \quad (\text{Ec. 8.47})$$

Y, por último, una vez que se tiene las funciones discreta se pueden obtener sus funciones de transferencia en tiempo continuo equivalentes:

$$N[s] = \frac{94,1 s + 93,53}{s^2 + 1,204 s + 0,1562} \alpha[s] \quad (\text{Ec. 8.48})$$

$$\lambda[s] = \frac{0,3361 s + 0,004045}{s^2 + 1,563 s + 0,3819} \alpha[s] \quad (\text{Ec. 8.49})$$

$$P[s] = \frac{2,343 s^2 + 31,09 s - 1,078}{s^3 + 3,066 s^2 + 12,76 s + 5,243} \alpha[s] \quad (\text{Ec. 8.50})$$

Para el caso de la presión, mediante la utilización de este método no se ha podido obtener una función de transferencia de segundo orden con todos los polos estables, por lo que el programa ha aumentado el orden de la misma. Este problema se debe, casi con toda seguridad, al pequeño rango de valores capturados en los ensayos aislados, ya que para otros con mayor número de muestras (ensayos conjuntos) este problema desaparece casi por completo, y el grado es dos. Por tanto, para los ensayos aislados en los que se modificaba únicamente la mariposa ("Ensayos 1.X") no se va a ser posible la obtención con este método identificativo de una función de transferencia válida que defina la dinámica de la presión.

A continuación se muestra una tabla-resumen de los resultados obtenidos para todos los ensayos aislados en la cual aparecen los coeficientes de las funciones de transferencia continuas calculadas para cada una de las salidas, donde:

$$N[s] = \frac{b_1 s + b_0}{s^2 + a_1 s + a_0} \alpha[s] \quad (\text{Ec. 8.51})$$

$$\lambda[s] = \frac{c_1 s + c_0}{s^2 + d_1 s + d_0} \alpha[s] \quad (\text{Ec. 8.52})$$

$$P[s] = \frac{e_1 s + e_0}{s^2 + f_1 s + f_0} \alpha[s] \quad (\text{Ec. 8.53})$$

Aquellos en los que no se ha podido determinar los resultados con el orden deseado están marcados por "X" en la tabla. El motivo de la imposibilidad de obtención de las funciones de transferencia de segundo grado en esos casos es el mismo que el indicado anteriormente para la presión, es decir, no se dispone de suficientes datos para realizar un análisis detallado, resultando la función de transferencia obtenida inválida.

	Identificación con mínimos cuadrados (2º orden)											
	Revoluciones				Lambda				Presión			
	a1	a0	b1	b0	c1	c0	d1	d0	e1	e0	f1	f0
Ensayo 1.1	1,204	0,156	94,1	93,53	1,56	0,382	0,336	0,0041	X	X	X	X
Ensayo 1.2	0,603	0,069	118,9	65,99	1,18	0,208	0,444	-0,055	X	X	X	X
Ensayo 1.3	2,381	0,382	157,8	247,3	1,64	0,283	0,452	0,0083	X	X	X	X
Ensayo 1.4	0,769	0,114	61,69	73,66	1,90	0,323	0,241	0,0136	X	X	X	X
Ensayo 1.5	1,878	0,258	183	164,6	2,25	0,393	0,498	0,0338	X	X	X	X
Ensayo 2.1	0,635	0,047	302	71,25	0,642	0,069	-0,68	-0,143	2,961	0,768	-1,56	-20,1
Ensayo 2.2	1,703	0,131	170,4	203,8	0,822	0,034	-0,47	-0,080	0,746	0,042	4,82	-1,10
Ensayo 2.3	1,125	0,174	196,1	242,3	1,201	0,233	-0,83	-0,491	2,12	0,482	-1,66	-11,3
Ensayo 2.4	3,018	0,362	162,8	424,8	X	X	X	X	0,844	0,101	-2,59	-2,21
Ensayo 2.5	0,482	0,045	199,9	67,88	1,661	0,391	-0,28	-0,833	1,198	0,275	-13,4	34
Ensayo 2.6	X	X	X	X	1,708	0,134	-0,81	-0,189	X	X	X	X

Tabla 8.15.- Resumen de la identificación de los ensayos aislados por mínimos cuadrados considerando segundo orden

A continuación, para facilitar un mejor análisis de los resultados de la Tabla 8.15, se muestra otra tabla con los polos y ceros correspondientes a las funciones de transferencia determinadas anteriormente.

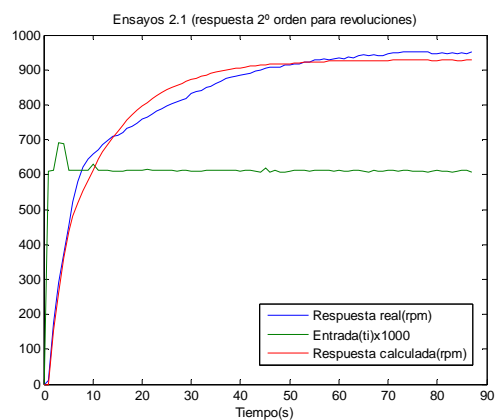
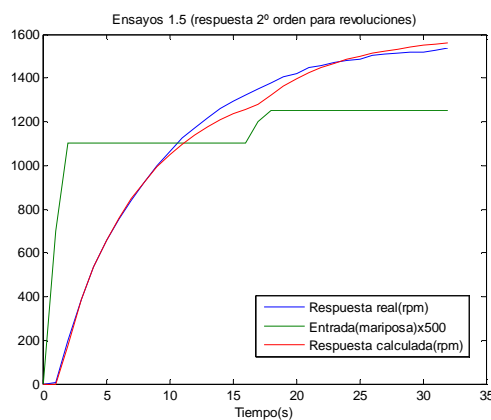
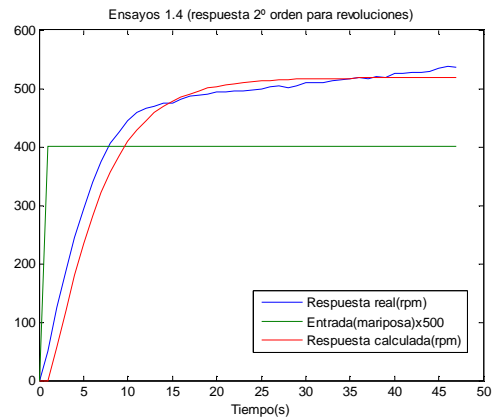
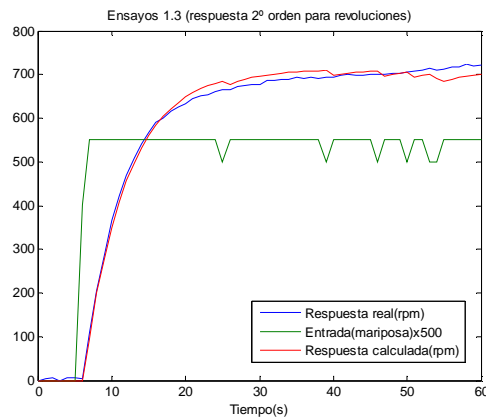
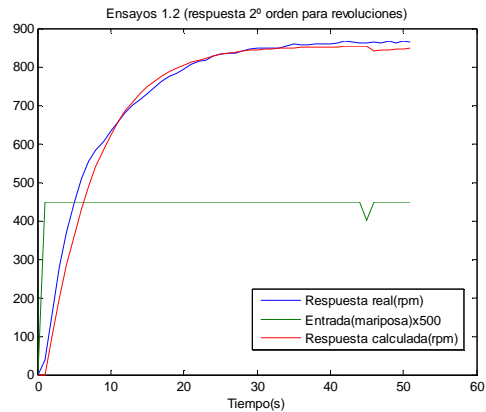
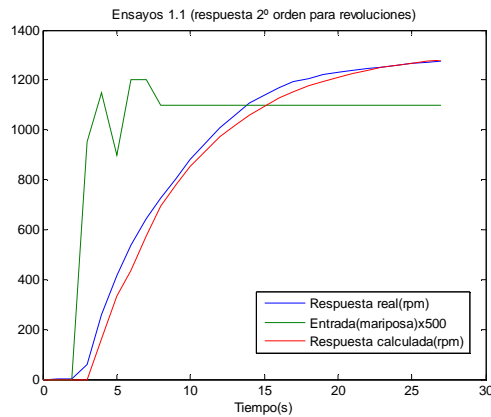
	Identificación con mínimos cuadrados (2º orden)									
	Revoluciones				Lambda				Presión	
	Polos		Ceros		Polos		Ceros		Polos	Ceros
Ensayo 1.1	-1,0565	-0,1478	-0,994	-1,2597	-0,3032	-0,012	X	X	X	
Ensayo 1.2	-0,4477	-0,1552	-0,555	-0,9644	-0,2156	0,1257	X	X	X	
Ensayo 1.3	-2,2083	-0,1729	-1,5668	-1,4437	-0,1961	-0,0183	X	X	X	
Ensayo 1.4	-0,569	-0,1998	-1,1998	-1,7121	-0,1887	-0,0563	X	X	X	
Ensayo 1.5	-1,7282	-0,1494	-0,8995	-2,0553	-0,1911	-0,0678	X	X	X	
Ensayo 2.1	-0,5502	-0,0852	-0,2359	-0,5051	-0,1364	-0,2098	-2,6736	-0,2875	-12,8376	
Ensayo 2.2	-1,6216	-0,081	-1,1958	-0,7791	-0,0432	-0,1689	-0,6854	-0,0609	0,228	
Ensayo 2.3	-0,9406	-0,1846	-1,2359	-0,9577	-0,2432	-0,594	-1,8613	-0,2587	-6,7882	
Ensayo 2.4	-2,8926	-0,125	-2,6091	X	X	X	-0,6987	-0,1451	-0,8512	
Ensayo 2.5	-0,3555	-0,1264	-0,3396	-1,3767	-0,2839	-2,9996	-0,8888	-0,3089	2,5431	
Ensayo 2.6	X	X	X	-1,6304	-0,0828	-0,2331	X	X	X	

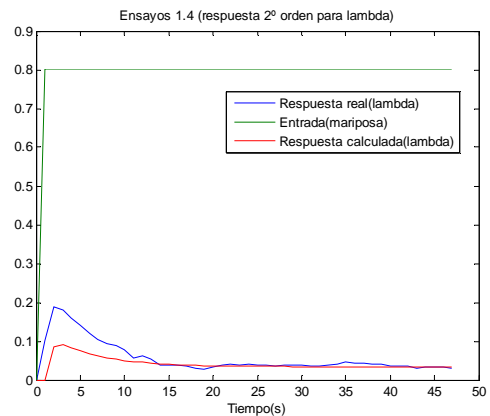
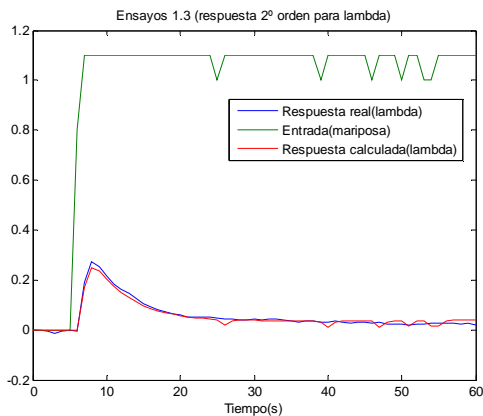
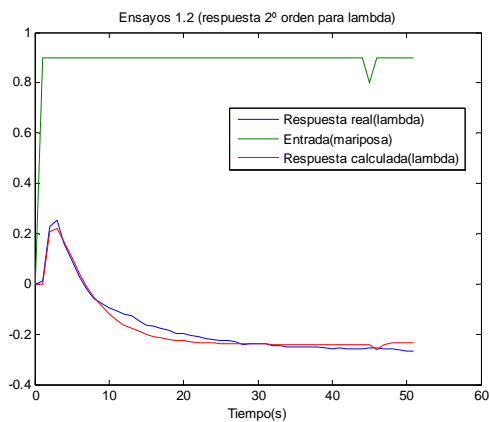
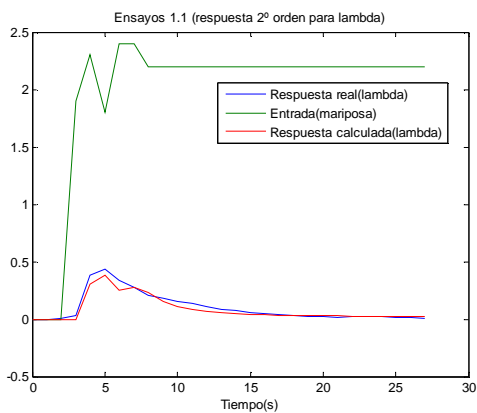
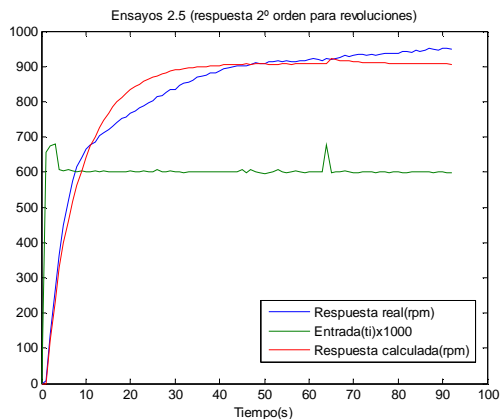
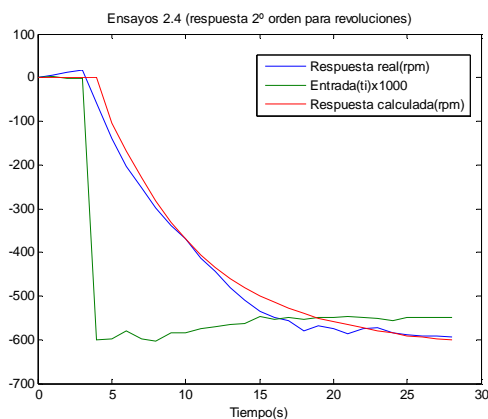
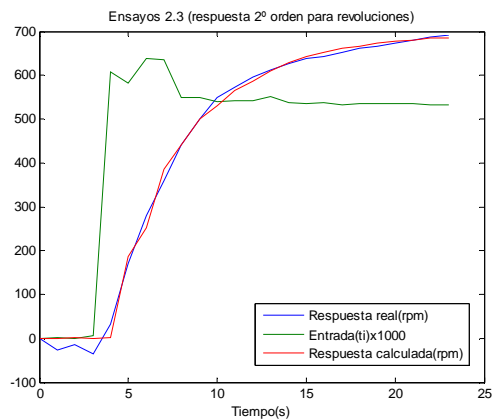
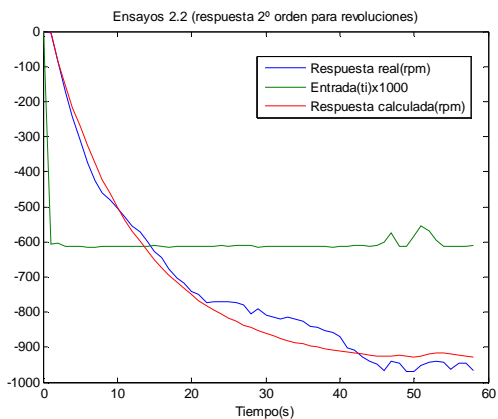
Tabla 8.16.- Resumen de los polos y ceros de las funciones de transferencia obtenidas de la identificación de los ensayos aislados considerando segundo orden

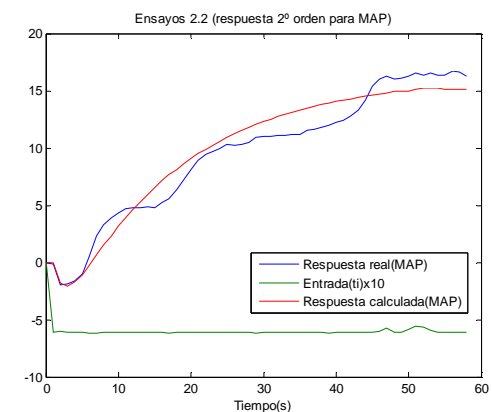
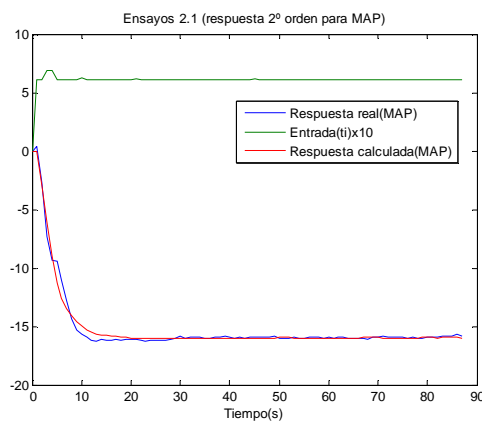
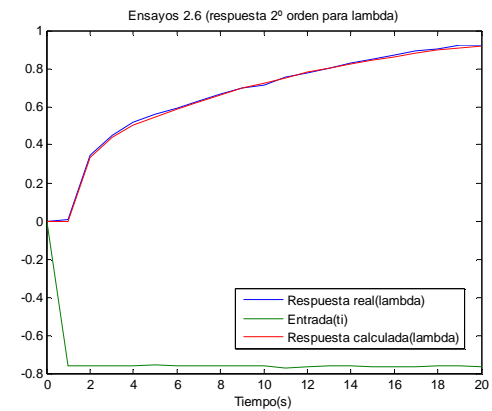
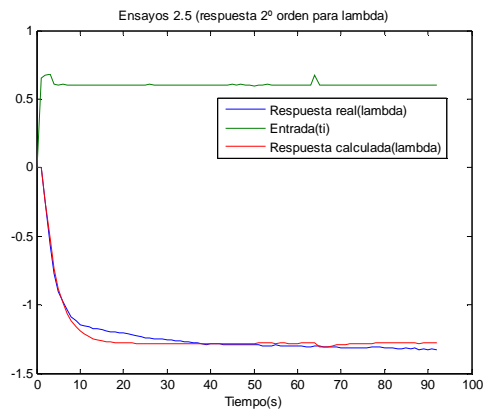
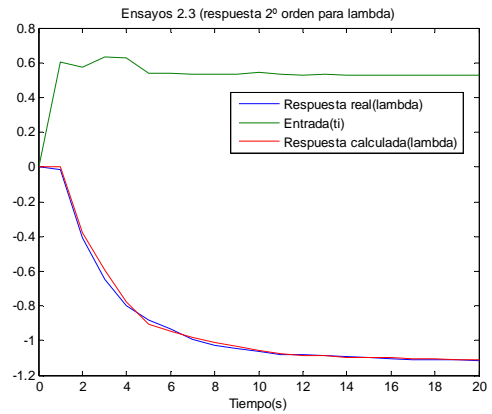
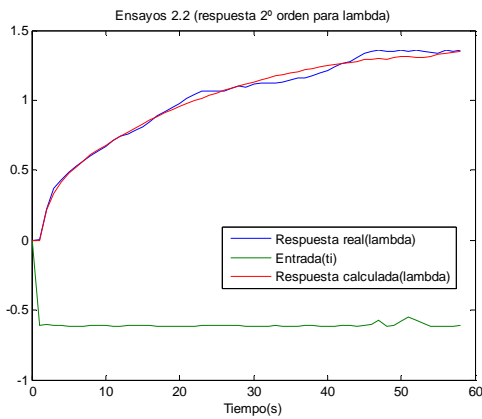
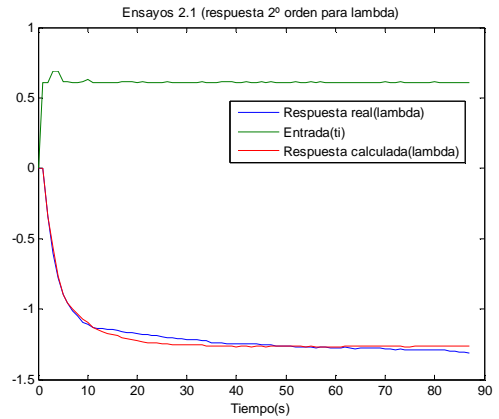
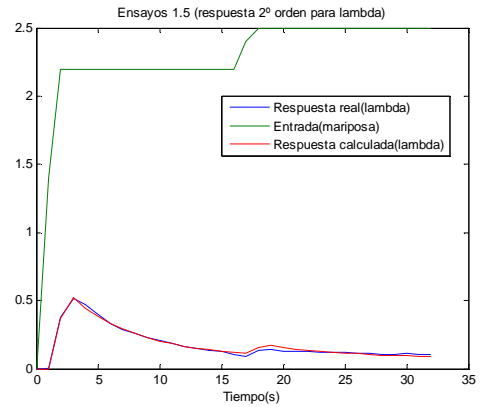
Analizando los valores de los polos de la Tabla 8.16, se puede observar que existe bastante variabilidad en los resultados obtenidos, pero en todos los casos los polos tienen signo negativo, por lo que se trata de sistemas estables. En el caso concreto de las funciones de transferencia respectivas a lambda, las diferencias resultan menores y la variabilidad de los polos se ve reducida considerablemente, por lo que parece que la identificación de la dinámica en dichos casos se ajusta bastante a la realidad.

En lo que respecta a los ceros, la variabilidad de los datos parece algo menor que para el caso de los polos (a excepción de los ceros de las funciones relativas a la presión y a las revoluciones en los “Ensayos 2.X”, que presentan una variabilidad elevada). Además, se observa que en algunos casos son positivos, lo cual podría acarrear problemas, ya que se tratarían de sistemas de fase no-mínima siendo el resto de los sistemas de fase mínima. Sin embargo no se va a profundizar más en el estudio de dichos sistemas.

Al igual que se ha realizado en la hipótesis de primer orden, en este caso también se van a mostrar las representaciones gráficas de las respuestas reales y las calculadas por el método de los mínimos cuadrados:







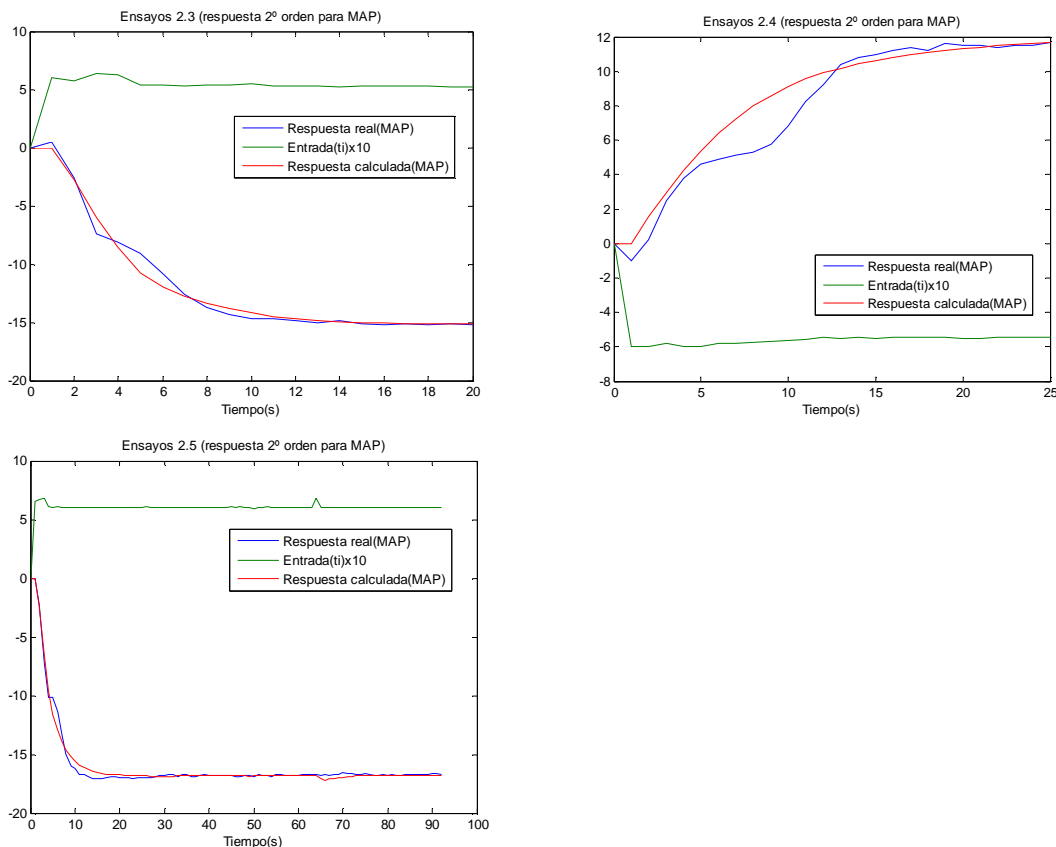


Figura 8.15.- Representación gráfica de los resultados obtenidos de la identificación por mínimos cuadrados de los ensayos aislados considerando segundo orden

De las gráficas anteriores se puede sacar la conclusión que, por regla general, el segundo orden se ajusta mejor a la respuesta de las señales de salida que el primero. El único caso en el que el aumento del orden no representa una mejora es en la respuesta de las revoluciones en los “Ensayos 1.X”, en los cuales resulta ligeramente peor.

Por otro lado, con la consideración del segundo orden se ha podido estimar una respuesta para lambda en los “Ensayos 1.X” y para la presión en ambos tipos de ensayos, lo cual había sido imposible anteriormente.

Señalar que la forma particular de las señales de la presión, en las cuales la curva parece formar ondas, se debe a que el flujo de aire en el colector de admisión es pulsatorio. Es decir, como consecuencia del bombeo provocado por los cilindros, la presión en el colector se ve afectada notablemente, de modo que la señal resultante de la captura de datos del sensor tiene una tendencia ondulatoria. Es de suponer que si la señal no tuviera esa perturbación la identificación resultaría bastante más ajustada a la realidad.

La identificación de los sistemas aislados es necesaria para determinación del efecto de la variación de cada una de las entradas por separado sobre las salidas. Sin embargo, como ya se ha expuesto anteriormente, ésta no es válida para simular el comportamiento real del sistema. Con este objetivo se va a llevar a cabo en el siguiente apartado un estudio de los sistemas conjuntos en los cuales se produce una variación de ambas señales.

8.3.2.- Sistemas conjuntos

Para la realización de los ensayos para los denominados sistemas conjuntos se utilizó el mismo equipo experimental y las mismas condiciones de funcionamiento que para los aislados, es decir, efecto del banco anulado y control lambda y de ralentí desactivados.

Se realizaron seis ensayos, cuyas representaciones gráficas se representan a continuación, en los cuales se fue modificando de forma aleatoria las dos entradas (α y t_i) con el fin de simular situaciones reales de trabajo del motor en el ralentí.

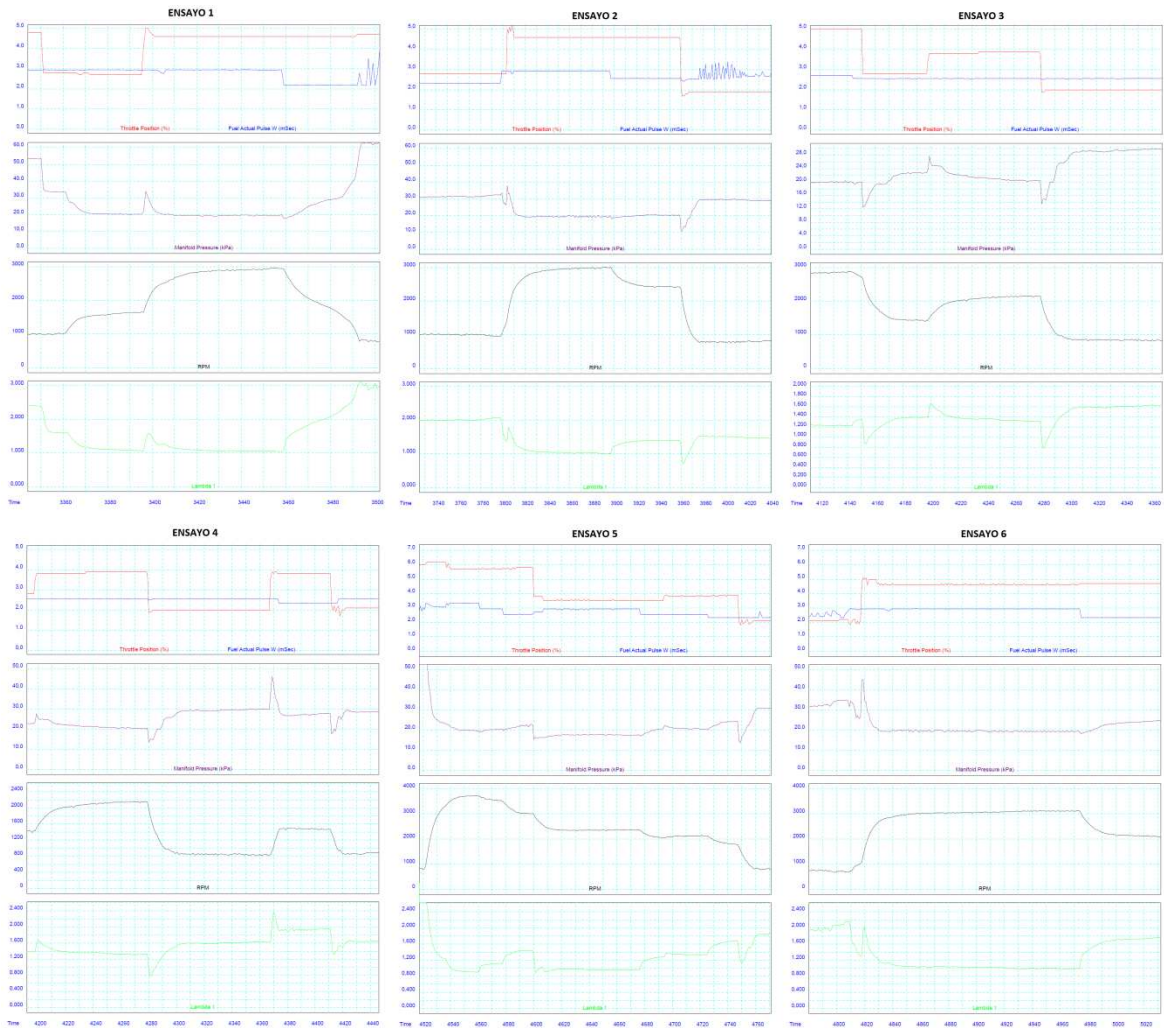


Figura 8.16.- Monitorización de las entradas y salidas de los seis ensayos conjuntos

Tras la captura de los datos, se procedió a la identificación de la dinámica por mínimos cuadrados. Las ecuaciones en diferencias consideradas son las siguientes:

Ensayos conjuntos (2º orden)

$$n[n + 2] = a_1 n[n + 1] + a_0 n[n] + b_1 \alpha[n + 1] + b_0 \alpha[n] + c_1 t_i[n + 1] + c_0 t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.54})$$

$$\lambda[n + 2] = d_1 \lambda[n + 1] + d_0 \lambda[n] + e_1 \alpha[n + 1] + e_0 \alpha[n] + f_1 t_i[n + 1] + f_0 t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.55})$$

$$p[n + 2] = g_1 p[n + 1] + g_0 p[n] + h_1 \alpha[n + 1] + h_0 \alpha[n] + i_1 t_i[n + 1] + i_0 t_i[n] \quad (\text{Ec. 8.56})$$

De modo que las funciones de transferencia en tiempo discreto para cada una de las señales de salida son:

$$N(z) = \frac{b_1 z + b_0}{z^2 - a_1 z - a_0} \alpha(z) + \frac{c_1 z + c_0}{z^2 - a_1 z - a_0} t_i(z) \quad (\text{Ec. 8.57})$$

$$\lambda(z) = \frac{e_1 z + e_0}{z^2 - d_1 z - d_0} \alpha(z) + \frac{f_1 z + f_0}{z^2 - d_1 z - d_0} t_i(z) \quad (\text{Ec. 8.58})$$

$$P(z) = \frac{h_1 z + h_0}{z^2 - g_1 z - g_0} \alpha(z) + \frac{i_1 z + i_0}{z^2 - g_1 z - g_0} t_i(z) \quad (\text{Ec. 8.59})$$

Se aprecia que, al igual que en el caso de los ensayos aislados en los que se consideraba el segundo orden, la estructura utilizada ha sido la de dos polos y un cero, ya que es la que más se ajusta a la realidad. Además, los polos son los mismos para las funciones de transferencia que relacionan ambas entradas con cada una de las salidas. Así, dado que los polos son los mismos tanto para α como para t_i , la dinámica de ambas señales será la misma.

En el Capítulo 6 de linealización del sistema, tras la reducción de los diagramas de bloques, se obtuvieron sendas funciones de transferencia de segundo orden, y en todas ellas, para cada señal de salida, las funciones que relacionaban cada entrada con dicha salida poseían los mismos polos. Por tanto, este es un buen indicativo de que la estructura escogida para la identificación de la dinámica de los sistemas conjuntos es correcta.

Una vez escogida la estructura se procedió a la determinación de todos los parámetros estimados aplicando el método de los mínimos cuadrados. Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes tablas:

	Función de transferencia discreta para salida n					
	a1	a0	b1	b0	c1	c0
Ensayo 1	1,2259	-0,2762	123,8081	-87,6786	175,5371	-61,7834
Ensayo 2	0,9311	-0,0432	93,9182	-19,1197	108,7031	22,6444
Ensayo 3	0,9621	-0,0676	91,1218	-21,8893	-7,9533	-47,1530
Ensayo 4	0,9633	-0,0637	73,7356	-6,2263	290,0996	9,5169
Ensayo 5	0,9194	-0,0087	64,7708	-26,9705	113,4667	-21,1937
Ensayo 6	1,1990	-0,2699	68,3	-28,3649	76,0448	36,5211

	Función de transferencia discreta para salida λ					
	d1	d0	e1	e0	f1	f0
Ensayo 1	1,0485	-0,0853	0,2299	-0,233	-0,3919	0,2982
Ensayo 2	1,1770	-0,2446	0,1581	-0,1685	-0,1019	0,015
Ensayo 3	1,0355	-0,1126	0,1346	-0,1489	-0,2689	0,3692
Ensayo 4	1,1738	-0,2415	0,1665	-0,1797	-0,4201	0,2141
Ensayo 5	1,0295	-0,072	0,1671	-0,1638	-0,1059	0,0719
Ensayo 6	1,1166	-0,2441	0,2141	-0,2314	-0,1241	-0,0311

	Función de transferencia discreta para salida p					
	g1	g0	h1	h0	i1	i0
Ensayo 1	1,2774	-0,2749	0,4894	-0,5359	-0,2159	-0,6722
Ensayo 2	1,0669	-0,1757	-0,0786	-0,4939	-0,4509	-0,3505
Ensayo 3	1,019	-0,1085	0,8813	-1,363	1,379	1,928
Ensayo 4	1,0069	-0,0843	1,0877	-1,6021	-2,1254	-1,1359
Ensayo 5	0,9155	-0,0547	-0,3357	0,3139	-1,3958	0,1447
Ensayo 6	0,8618	-0,1146	0,2846	-1,4028	1,4334	-3,3166

Tabla 8.17.- Parámetros de las funciones de transferencia discretas identificadas para los ensayos conjuntos

Estos parámetros corresponden a las funciones de transferencia en tiempo discreto. Sin embargo, lo que interesa calcular son las funciones de transferencia continuas, las cuales son las mostradas a continuación:

$$N(s) = \frac{b_1s + b_0}{s^2 + a_1s + a_0} \alpha(s) + \frac{c_1s + c_0}{s^2 + a_1s + a_0} t_i(s) \quad (\text{Ec. 8.60})$$

$$\lambda(s) = \frac{e_1s + e_0}{s^2 + d_1s + d_0} \alpha(s) + \frac{f_1s + f_0}{s^2 + d_1s + d_0} t_i(s) \quad (\text{Ec. 8.61})$$

$$P(s) = \frac{h_1s + h_0}{s^2 + g_1s + g_0} \alpha(s) + \frac{i_1s + i_0}{s^2 + g_1s + g_0} t_i(s) \quad (\text{Ec. 8.62})$$

Este sistema se puede representar como un sistema MIMO (Multiple Input –Multiple Output) de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} N(s) \\ \lambda(s) \\ P(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{n\alpha} & G_{nt_i} \\ G_{\lambda\alpha} & G_{\lambda t_i} \\ G_{p\alpha} & G_{pt_i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha(s) \\ t_i(s) \end{bmatrix} \quad (\text{Ec. 8.63})$$

donde:

$$G_{n\alpha} = \frac{b_1s + b_0}{s^2 + a_1s + a_0} \quad (\text{Ec. 8.64})$$

$$G_{nt_i} = \frac{c_1s + c_0}{s^2 + a_1s + a_0} \quad (\text{Ec. 8.65})$$

$$G_{\lambda\alpha} = \frac{e_1s + e_0}{s^2 + d_1s + d_0} \quad (\text{Ec. 8.66})$$

$$G_{\lambda t_i} = \frac{f_1z + f_0}{z^2 - d_1z - d_0} \quad (\text{Ec. 8.67})$$

$$G_{p\alpha} = \frac{h_1s + h_0}{s^2 + g_1s + g_0} \quad (\text{Ec. 8.68})$$

$$G_{pt_i} = \frac{i_1z + i_0}{z^2 - g_1z - g_0} \quad (\text{Ec. 8.69})$$

De modo que cada una de las funciones de transferencia anteriores representa la relación entre una entrada y una salida del sistema.

Los parámetros correspondientes a las funciones de transferencia continuas definidas anteriormente, obtenidas a partir de las funciones de transferencia discretas determinadas con el método de los mínimos cuadrados, se muestran en las siguientes tablas:

	Función de transferencia continua para salida n					
	a1	a0	b1	b0	c1	c0
Ensayo 1	1,287	0,09013	183,9	64,7	192,6	203,7
Ensayo 2	3,2142	0,3785	136,7	252,5	44,91	443,3
Ensayo 3	2,695	0,3121	128,6	204,8	93,27	-163
Ensayo 4	2,754	0,3018	80,12	203,1	241,3	901,3
Ensayo 5	4,746	0,4394	174,7	186	200,4	454,1
Ensayo 6	1,31	0,1285	80,74	72,39	14,22	204,1

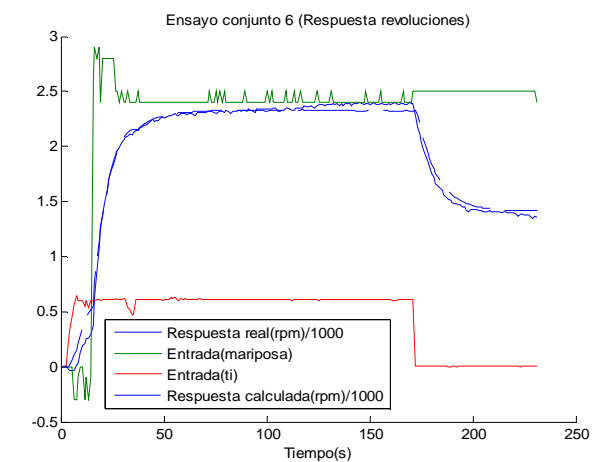
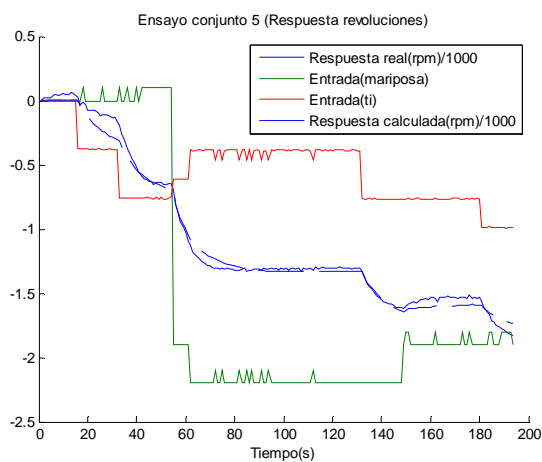
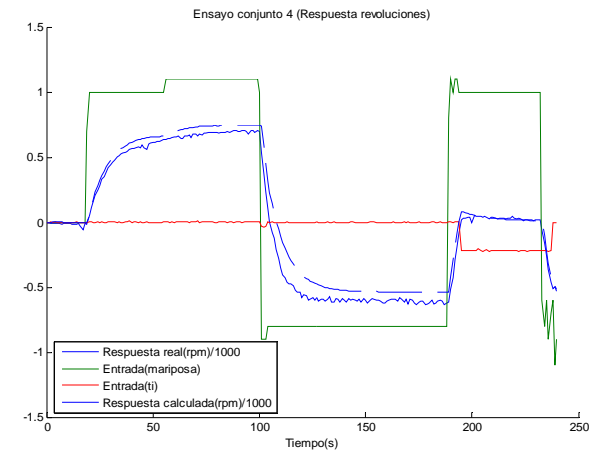
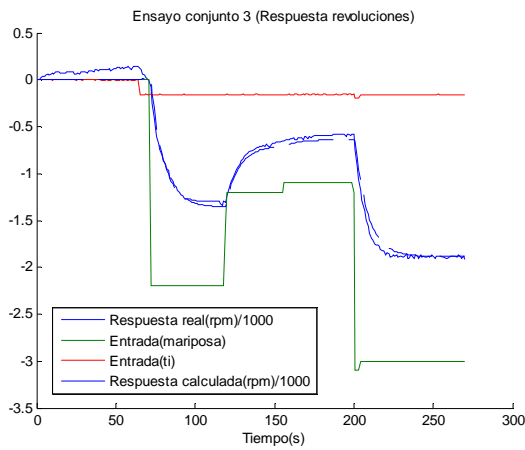
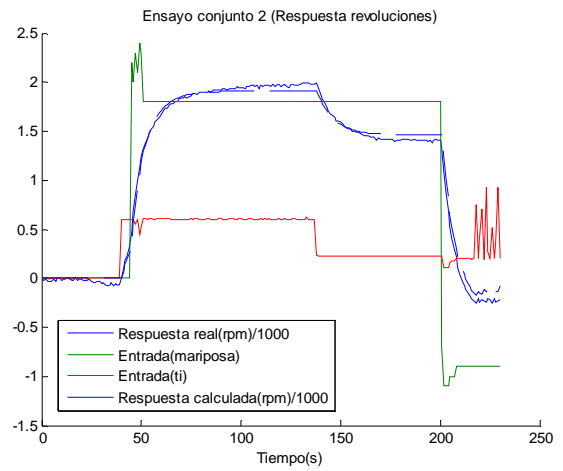
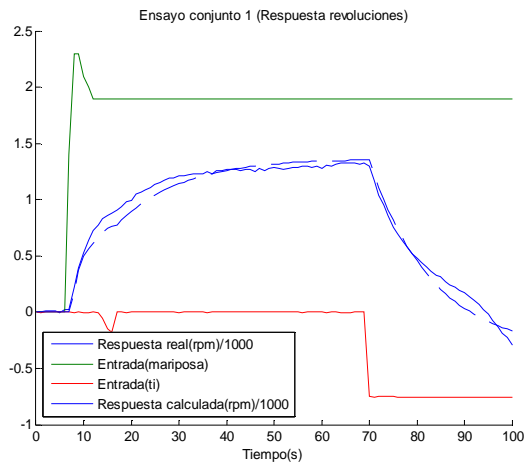
	Función de transferencia continua para salida λ					
	d1	d0	e1	e0	f1	f0
Ensayo 1	2,461	0,09971	0,6339	-0,008269	-0,8948	-0,2541
Ensayo 2	1,408	0,1273	0,3131	-0,01968	-0,09235	-0,1637
Ensayo 3	2,184	0,1926	0,3657	-0,03575	-0,8523	0,2505
Ensayo 4	1,421	0,1281	0,334	-0,02492	-0,5612	-0,3899
Ensayo 5	2,631	0,1216	0,4758	0,009495	-0,2372	-0,09744
Ensayo 6	1,41	0,2426	0,4361	-0,03289	-0,05564	-0,2953

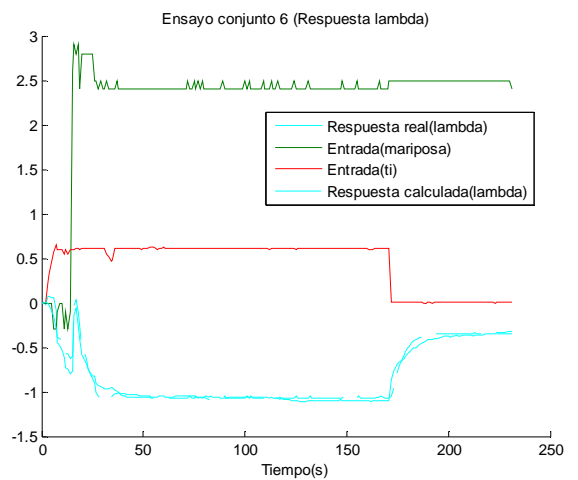
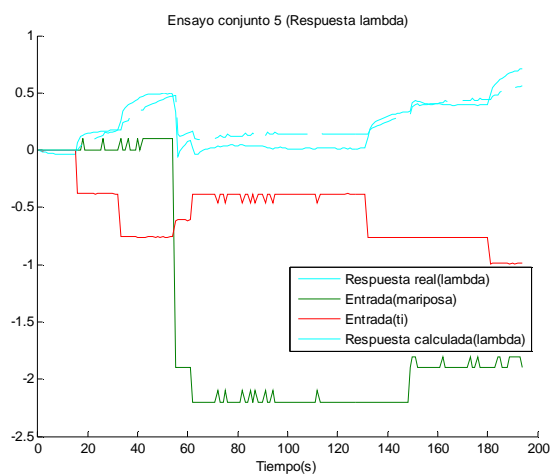
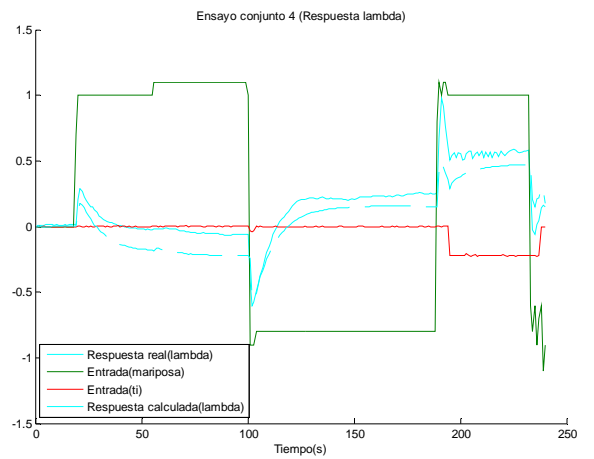
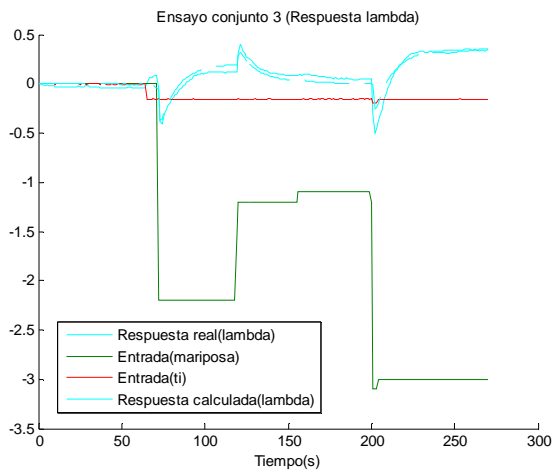
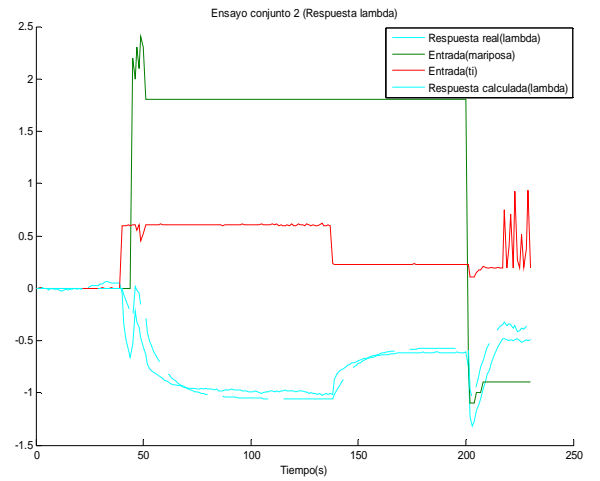
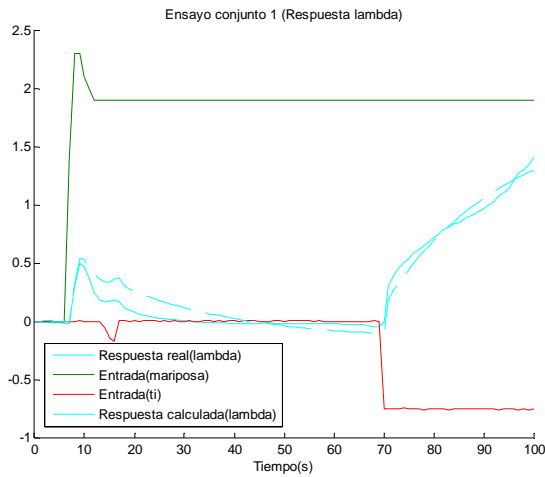
	Función de transferencia continua para salida p					
	g1	g0	h1	h0	i1	i0
Ensayo 1	1,291	0,004559	0,921	-0,08265	0,5715	-1,581
Ensayo 2	1,739	0,2337	0,6293	-1,231	0,1342	-1,723
Ensayo 3	2,221	0,2277	3,111	-1,221	-2,181	8,385
Ensayo 4	2,474	0,2124	4,024	-1,412	0,3384	-8,953
Ensayo 5	2,907	0,4422	-1,051	-0,06929	-1,641	-3,974
Ensayo 6	2,166	0,6506	2,806	-2,878	7,312	-4,846

Tabla 8.18.- Parámetros de las funciones de transferencia continuas identificadas para los ensayos conjuntos

Realizando un análisis preliminar de los datos de las tablas se observa que para cada uno de los parámetros, los datos obtenidos en todos los ensayos, por lo general, siguen un mismo patrón y la variabilidad de los mismos no es elevada. De esta forma es posible concretar con más precisión la ubicación de los polos y ceros de cada función de transferencia, lo cual favorecerá el futuro desarrollo del control.

A continuación se va a representar gráficamente los resultados obtenidos para cada una de las salidas en los ensayos conjuntos estudiados.





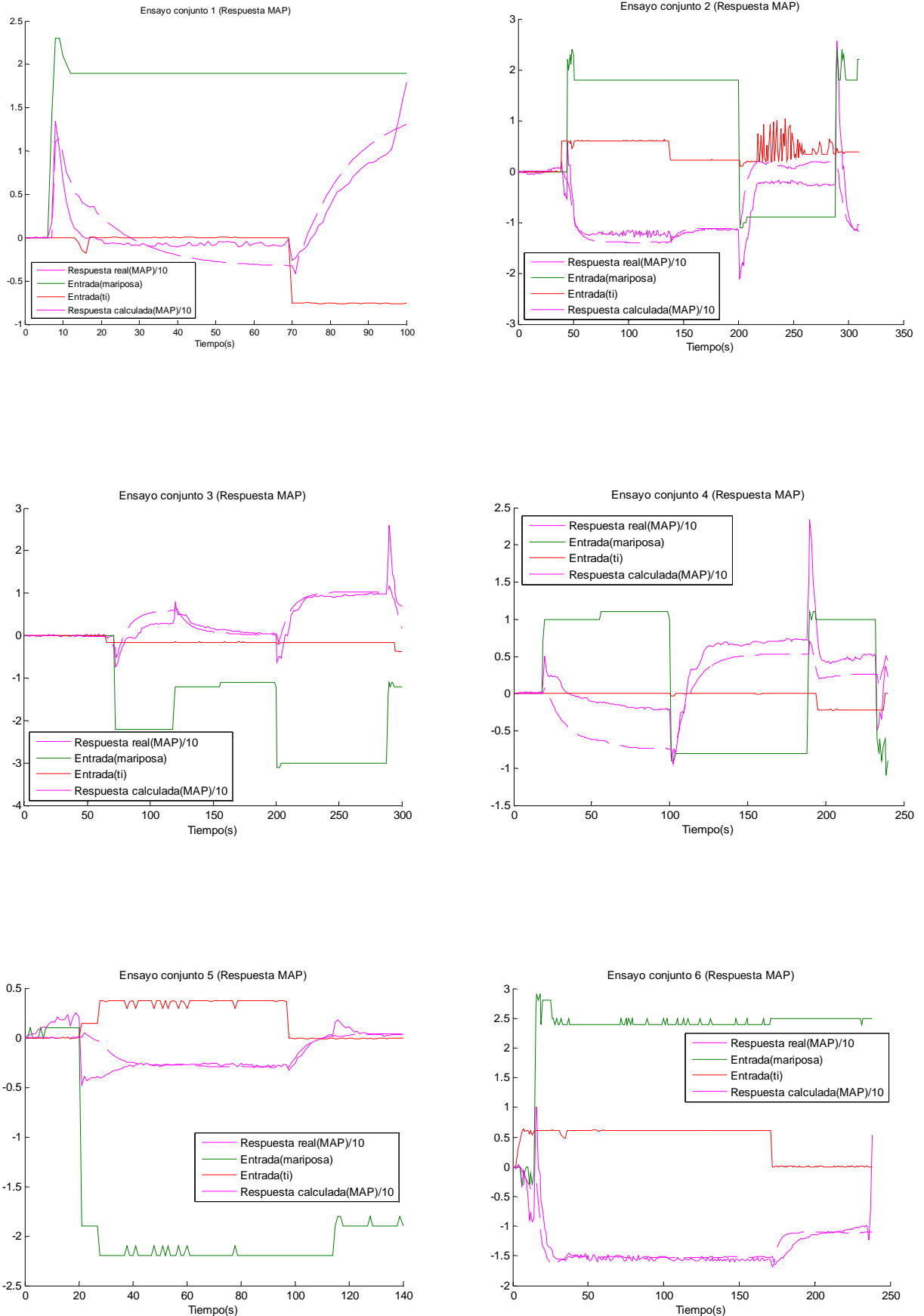


Figura 8.17.- Representación gráfica de los resultados obtenidos de la identificación por mínimos cuadrados de los ensayos conjuntos

Analizando las gráficas de la Figura 8.17, se aprecia que la identificación de las revoluciones es muy buena, ya que la respuesta calculada sigue perfectamente a la real del sistema. Esta identificación es capaz, incluso, de emular el comportamiento del sistema cuando varían las dos señales de entrada de forma simultánea. Este hecho se aprecia claramente en la gráfica que corresponde al ensayo número 4, donde tras un escalón positivo en la mariposa y uno negativo en el tiempo de inyección, las revoluciones crecen ligeramente, pero posteriormente se estabilizan en un valor constante hasta que vuelven a variar nuevamente las entradas.

En lo que respecta a λ , la dinámica parece estar bien determinada, ya que la respuesta calculada varía simultáneamente a la real. Sin embargo, parecen existir problemas con la ganancia de las funciones de transferencia, ya que en diversas situaciones las magnitudes de las señales difieren en gran medida.

Para el caso de la presión del colector de admisión (MAP), ocurre algo similar que con la señal de λ , ya que la dinámica parece estar bien identificada, pero la ganancia no. En este caso el problema se agudiza, ya que las diferencias entre la respuesta real y la calculada son considerablemente mayores, siendo el caso más extremo el dado en el ensayo 4, donde, a pesar del buen ajuste de la dinámica, se aprecia una gran divergencia entre las magnitudes de ambas señales.

El problema con las ganancias puede deberse a la no linealidad del sistema, la cual podría afectar en mayor medida a las mismas que a la posición de los polos de las funciones de transferencia. Además, como consecuencia de la utilización de un método lineal para la identificación de un sistema no lineal, han podido no tenerse en cuenta numerosos factores que podrían afectar a los resultados obtenidos. Concretamente, la suposición de que cada uno de los ensayos por separado es lineal parece no ser del todo correcta en lo que respecta a la ganancia de los mismos.

Cabe señalar que el análisis de los resultados a partir de las representaciones gráficas da una idea de la validez de la identificación realizada. Sin embargo, su utilización como única técnica analítica no resulta conveniente, ya que no se tienen en cuenta aspectos fundamentales de las funciones de transferencia, los cuales resultan primordiales para el futuro desarrollo de las estrategias de control del sistema. Por tanto, con el objetivo de realizar un mejor análisis de los resultados, se va a proceder a la determinación de los polos y ceros de las funciones de transferencia continuas. Además, se realizarán diagramas de Bode para cada una de ellas. De este modo, se podrá llevar a cabo la determinación de la variabilidad de dichos polos y ceros y la cuantificación de la calidad de la identificación.

En la siguiente tabla se muestran los correspondientes a la función de transferencia que relaciona la entrada mariposa, α , con la salida de las revoluciones, n .

	FT de n con respecto a α		
	Polos		Ceros
Ensayo 1	-1,2123	-0,0743	-0,3518
Ensayo 2	-3,0164	-0,1255	-1,8471
Ensayo 3	-3,1227	-0,1246	-1,5482
Ensayo 4	-2,6396	-0,1143	-2,5345
Ensayo 5	-4,6511	-0,0945	-1,0651
Ensayo 6	-1,2031	-0,1068	-0,8966

Tabla 8.19.- Posición de los polos y ceros de la función de transferencia de n con respecto a α

Se observa que la posición de los polos en este caso está considerablemente bien definida, estando uno de ellos en torno a -2 y -3 y el otro cercano a -0,10. En lo que respecta al cero, señalar que todos los valores son negativos y que su posición ronda el -1.

A continuación se representa el diagrama de Bode correspondiente a esta función de transferencia para los seis ensayos estudiados.

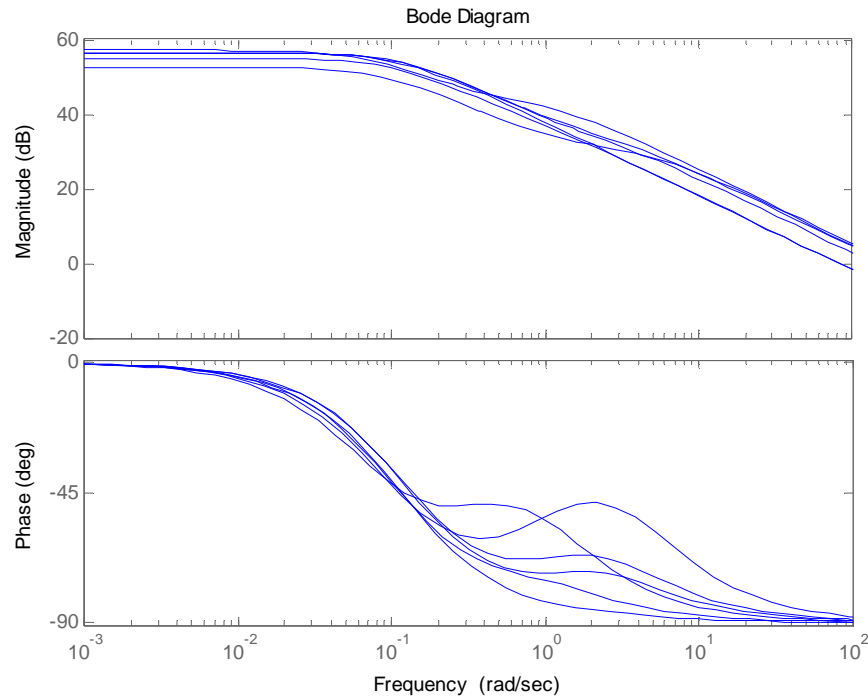


Figura 8.18.- Diagrama de Bode de la función de transferencia de n con respecto a α

Analizando dicho diagrama y con los valores de la tabla anterior se puede apreciar la variabilidad de los polos y ceros del sistema, de manera que como resultado no se obtiene una función de transferencia con valores concretos, sino que se da un rango de valores entre los cuales pueden estar situados.

Se prevé la utilización de técnicas de control robusto en posteriores fases de esta línea de investigación, por lo que la obtención de unos valores de polos y ceros con unos márgenes de tolerancia resulta ideal para el futuro desarrollo de leyes de control con este tipo de técnicas.

Realizando las mismas operaciones para la función de transferencia que relaciona la salida de las revoluciones con el tiempo de inyección, se obtienen los siguientes resultados:

	FT de n con respecto a t_i		
	Polos		Ceros
Ensayo 1	-1,2123	-0,0743	-1,0578
Ensayo 2	-3,0164	-0,1255	-9,8712
Ensayo 3	-3,1227	-0,1246	0,9711
Ensayo 4	-2,6396	-0,1143	-3,7355
Ensayo 5	-4,6511	-0,0945	-2,2660
Ensayo 6	-1,2031	-0,1068	-14,3479

Tabla 8.20.- Posición de los polos y ceros de la función de transferencia de n con respecto a t_i

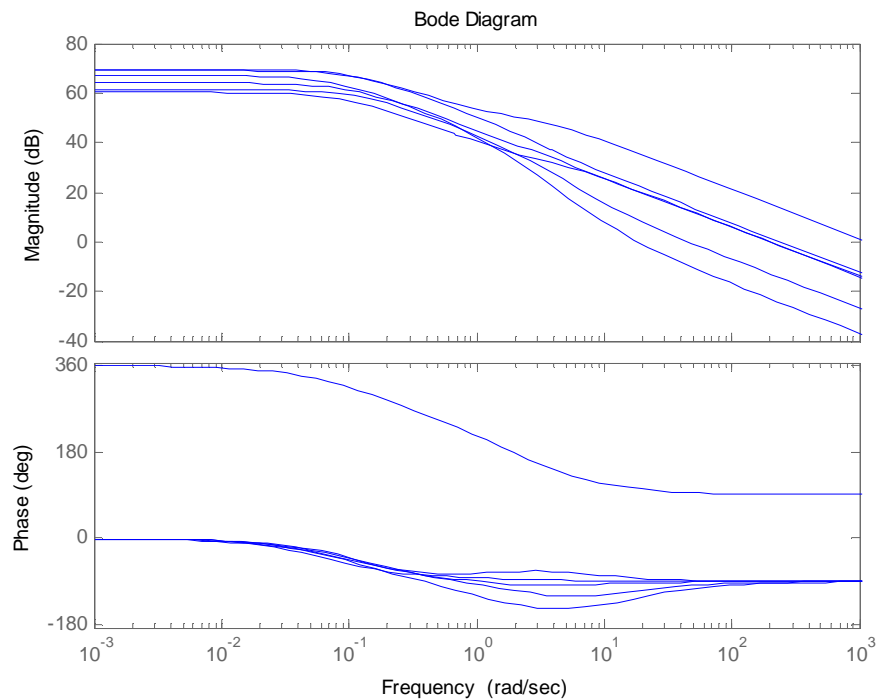


Figura 8.19.- Diagrama de Bode de la función de transferencia de n con respecto a ti

Para este caso, uno de los ceros (el correspondiente al ensayo 3) es positivo, por lo que se trataría de un sistema de fase no-mínima, siendo el resto de fase mínima. Este hecho se aparece reflejado en la representación gráfica del diagrama de Bode (Figura 8.19) en el cual la curva correspondiente a dicho ensayo se ve claramente desmarcada del resto. La principal teoría que podría llegar a demostrar este comportamiento está asociada a la no linealidad del sistema, ya que el ensayo conjunto 3 no parte del estado de funcionamiento y condiciones iniciales de la mayoría del resto (bajas revoluciones), sino que parte de unas revoluciones altas.

El resto de polos y ceros presentan unos valores dentro de lo esperado, aunque con mucha divergencia en la posición de los ceros. A pesar de ello, resultan válidos para el posterior desarrollo del control.

En la siguiente tabla (Tabla 8.21), se muestran datos correspondientes a la función que pone relación entre la salida λ y la posición de la mariposa:

	FT de λ con respecto a α		
	Polos		Ceros
Ensayo 1	-2,4201	-0,0412	0,0130
Ensayo 2	-1,3110	-0,0971	0,0629
Ensayo 3	-2,0917	-0,0921	0,0978
Ensayo 4	-1,3243	-0,0967	0,0746
Ensayo 5	-2,5842	-0,0471	-0,0200
Ensayo 6	-1,2096	-0,2005	0,0754

Tabla 8.21.- Posición de los polos y ceros de la función de transferencia de λ con respecto a α

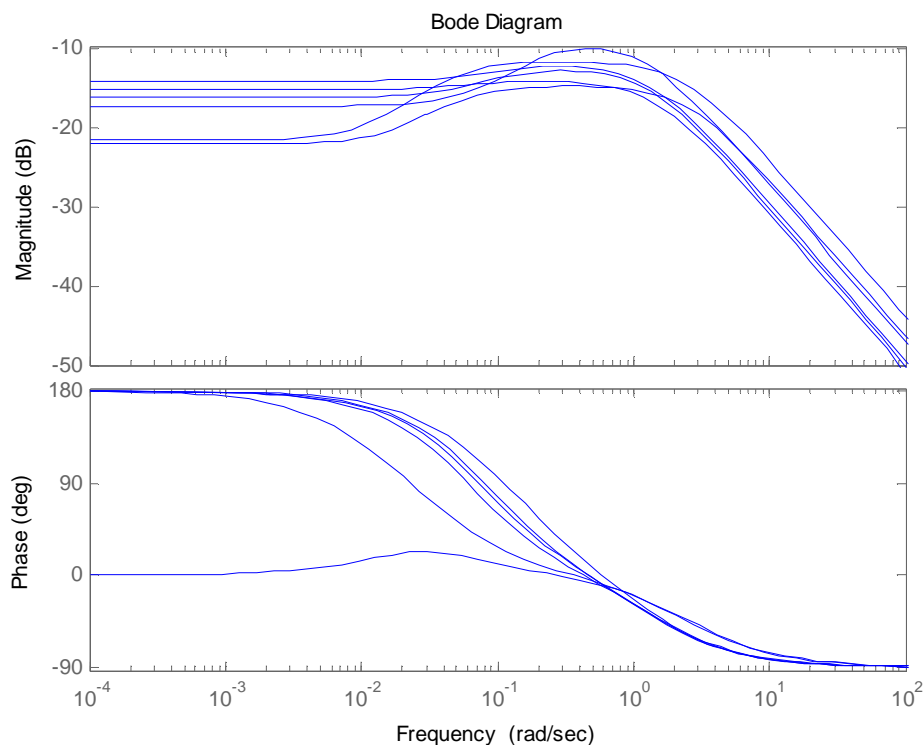


Figura 8.20.- Diagrama de Bode de la función de transferencia de λ con respecto a α

Para este caso concreto ocurre justo lo contrario que en el anterior, ya que todos los ceros son positivos (fase no-mínima) menos el correspondiente al ensayo conjunto 5 (fase mínima). Al igual que antes, dicho ensayo posee unas condiciones iniciales diferentes al resto, por lo que ésta parece ser la principal causa del diferente comportamiento del mismo.

En lo que respecta al resto de los ensayos, tanto los polos como los ceros parecen no tener una divergencia muy elevada, por lo que todo apunta a que están bien identificados.

Siguiendo con el estudio de los polos y ceros de cada una de las funciones de transferencia, en la que relaciona la salida de lambda con la entrada del tiempo de inyección se tiene los resultados que aparecen a continuación:

	FT de λ con respecto a t_i		
	Polos		Ceros
Ensayo 1	-2,4201	-0,0412	-0,2840
Ensayo 2	-1,3110	-0,0971	-1,7727
Ensayo 3	-1,4426	-0,0688	-0,9398
Ensayo 4	-1,3243	-0,0967	-0,6947
Ensayo 5	-2,5842	-0,0471	-0,4108
Ensayo 6	-1,2096	-0,2005	-5,3068

Tabla 8.22.- Posición de los polos y ceros de la función de transferencia de λ con respecto a t_i

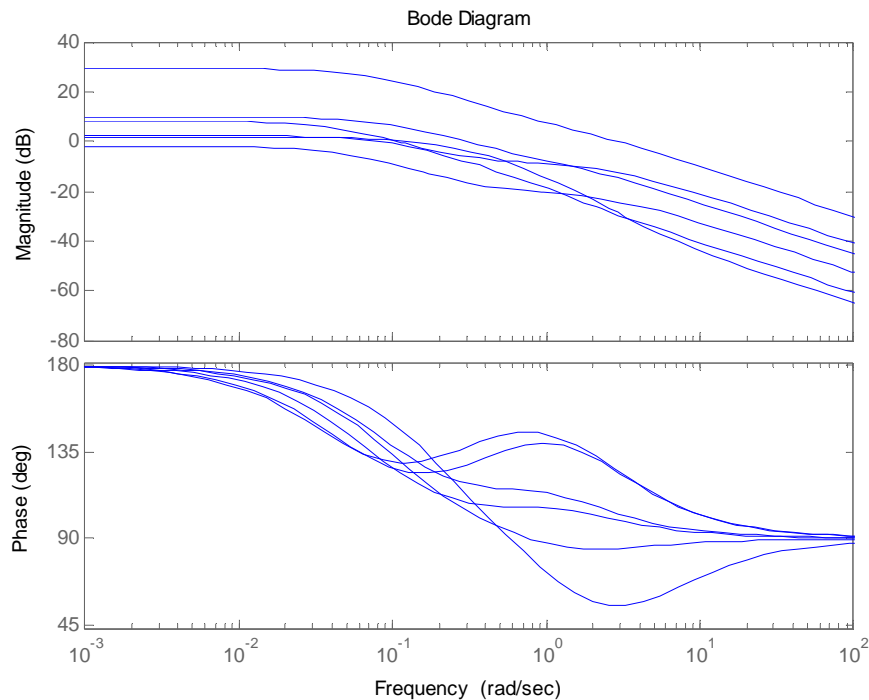


Figura 8.21.- Diagrama de Bode de la función de transferencia de λ con respecto a t_i

Ahora todos los polos y ceros son negativos, por lo que se trata de un sistema estable de fase mínima. En lo que respecta a los polos parecen estar bien definidos, siendo el único que diverge un poco del resto el ensayo conjunto 6. Por otro lado, en lo referido a los ceros, nuevamente el ensayo 6 es el que se diferencia del resto, ya que la mayoría de valores ronda el -1 y el correspondiente al ensayo 6 es -5. Sin embargo, por lo general, esta función de transferencia parece estar bien definida.

A continuación (Tabla 8.23) se representan los valores correspondientes a la relación entre la entrada de la posición de la mariposa y la salida de la presión del colector de admisión. Al igual que se ha hecho hasta ahora, también se muestra el diagrama de Bode correspondiente a dicha función de transferencia (Figura 8.22).

	FT de p con respecto a α		
	Polos		Ceros
Ensayo 1	-1,2949	0,0035	0,0897
Ensayo 2	-1,5925	-0,1467	1,9554
Ensayo 3	-2,1128	-0,1078	0,3926
Ensayo 4	-2,38417	-0,089	0,3510
Ensayo 5	-2,7457	-0,1610	-0,0659
Ensayo 6	-1,8056	-0,3603	1,0256

Tabla 8.23.- Posición de los polos y ceros de la función de transferencia de p con respecto a α

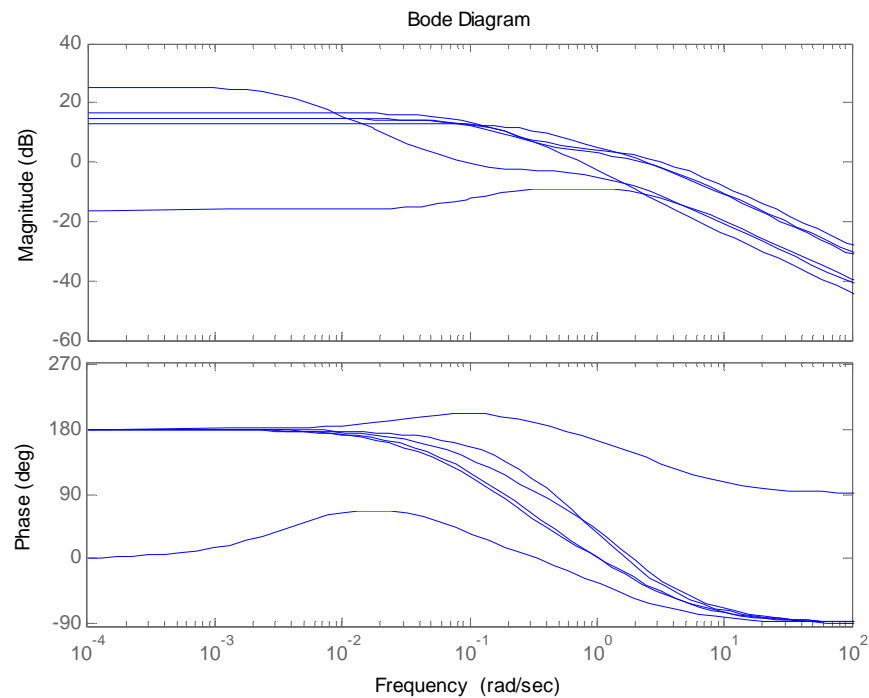


Figura 8.22.- Diagrama de Bode de la función de transferencia de p con respecto a α

En este caso ocurre exactamente lo mismo que sucedía en la función de transferencia que relaciona el valor de λ con la entrada de mariposa, es decir, todos los ceros son positivos menos el correspondiente al ensayo 5. La razón de este comportamiento vuelve a ser la no linealidad del sistema y las diferentes condiciones iniciales y de funcionamiento.

Señalar que en este caso el cero correspondiente al ensayo conjunto 1, se acerca bastante al valor 0, y de ahí que en el diagrama de Bode la curva correspondiente al mismo tienda a comportarse como una de fase mínima.

Por último, los polos y ceros de la función de transferencia que relaciona la presión del colector de admisión y el tiempo de inyección, aparecen representados en la siguiente tabla, y posteriormente en la Figura 8.23 se representa el diagrama de Bode correspondiente.

	FT de p con respecto a t_i		
	Polos		Ceros
Ensayo 1	-1,2949	-0,0035	2,7665
Ensayo 2	-1,5925	-0,1467	12,8375
Ensayo 3	-2,1128	-0,1078	3,8438
Ensayo 4	-2,38417	-0,089	26,4568
Ensayo 5	-2,7457	-0,1610	-2,4224
Ensayo 6	-1,8056	-0,3603	0,6627

Tabla 8.24.- Posición de los polos y ceros de la función de transferencia de p con respecto a t_i

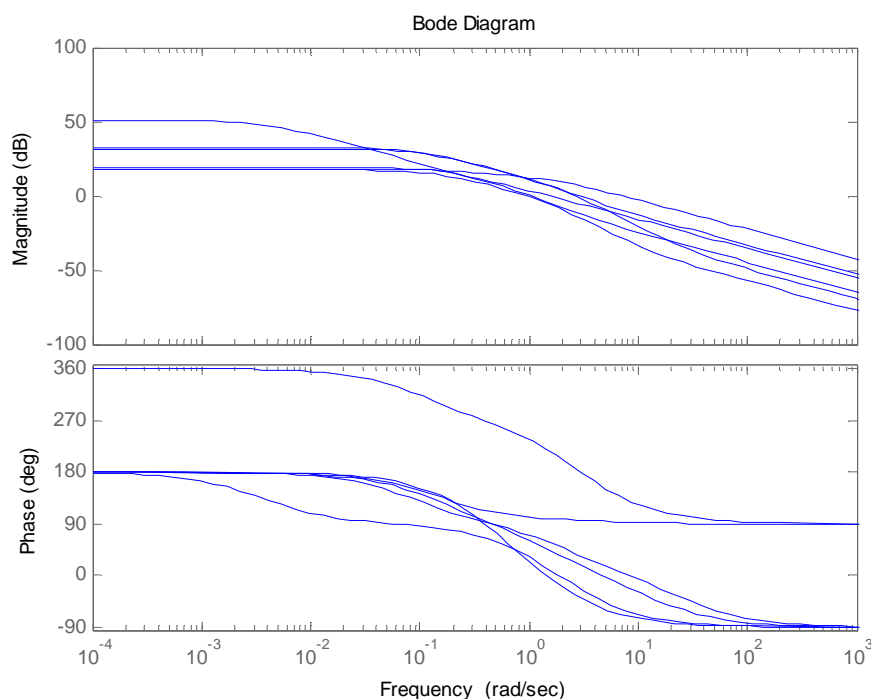


Figura 8.23.- Diagrama de Bode de la función de transferencia de p con respecto a ti

En lo que respecta a esta última función, nuevamente se da el caso de que todos los ceros son positivos menos el respectivo al ensayo conjunto 5.

Cabe destacar que, en este caso, la divergencia tanto de los polos como de los ceros resulta bastante mayor que en los casos anteriores, dando como resultado un diagrama de Bode en el que, además de apreciarse la curva de fase mínima, alguna de las demás curvas se separa considerablemente del resto.

8.4.- Conclusiones

En base a los resultados obtenidos en este capítulo dedicado a la identificación de la dinámica del sistema se puede confirmar la teoría propuesta anteriormente de que el sistema estudiado es uno de segundo orden, ya que, a pesar de que para los ensayos aislados para el caso de las revoluciones el sistema se comportaba como uno de primer orden, en los ensayos conjuntos estudiados más adelante se desmentía dicha posibilidad y quedaba claro que el sistema real estudiado se trata de uno de grado 2. Concretamente, se ha realizado la identificación considerando las funciones de transferencia como unas de segundo orden con un cero, siendo los polos iguales para las que relacionan las dos entradas con cada una de las salidas. Poniendo en práctica dicha consideración, los resultados han sido, por regla general, satisfactorios, a pesar de que en algunos casos se ha tenido problemas con ceros de distintos signos para una misma función de transferencia en distintos ensayos.

Señalar que la utilización del método de los mínimos cuadrados como técnica identificativa de la dinámica, a pesar de ser un método paramétrico lineal y el sistema en estudio uno no lineal, ha servido de gran ayuda, siendo una herramienta fundamental para la facilitación del posterior análisis de los resultados.

De las representaciones gráficas realizadas para la comparación de las señales identificadas con las señales reales, se puede sacar la conclusión de que la dinámica del sistema está bien

capturada con este tipo de técnica. Sin embargo, en algunos casos concretos, sobre todo para las señales de salida de lambda y presión de admisión, existen problemas de ganancia como consecuencia de la no linealidad del sistema.

Por último, cabe destacar que los ensayos conjuntos 3 y 5 son los que más problemas han generado durante la identificación, principalmente como consecuencia de las diferentes condiciones iniciales y de funcionamiento en las que se desarrollan (altas revoluciones) con respecto al resto (bajas revoluciones).

9.-SIMULACIÓN DEL SISTEMA

9.1.- Introducción

El objetivo de la creación de un simulador del sistema es la obtención, mediante la resolución de las ecuaciones diferenciales definidas en el modelado, de una señal de salida que emule la dinámica real del sistema.

Como ya se ha visto en capítulos anteriores del presente proyecto, las entradas al sistema son la posición de mariposa $\alpha(t)$, el tiempo de inyección $t_i(t)$ y el par de carga $M_c(t)$ (que en el ralenti será igual a 0), mientras que las salidas principales son la presión $p(t)$, y las revoluciones $n(t)$ o $\omega_e(t)$ (si se trata de velocidad angular), considerándose $\lambda(t)$, como salida secundaria.

Concretamente, con este simulador se pretende la réplica de las señales de salida de los ensayos conjuntos, a partir de los cuales se realizó la identificación de la dinámica real del sistema en el capítulo anterior, con el fin de poder comparar las señales y, en última instancia, determinar si el modelado definido en el Capítulo 5, así como la identificación de parámetros del Capítulo 7, se ajustan de manera adecuada a la realidad.

Para la creación del simulador se utilizó el paquete informático MatLab, y más concretamente, el módulo Simulink, el cual viene integrado en el propio programa. Simulink es un entorno de programación visual que permite el diseño de simuladores multidominio y basados en modelos, por lo que resulta ideal para la construcción del simulador, ya que en este caso se tiene un modelo del sistema definido con anterioridad. Para ello simplemente es necesaria la creación de bloques que representen a cada uno de los elementos que forman las ecuaciones diferenciales definidas con anterioridad, cuyos valores se asignarán mediante la ejecución de un programa creado en MatLab con dicho fin. Los comandos utilizados para la asignación de valores a los elementos del simulador se adjuntan en el Anexo II.



Figura 9.1.- Logotipo de Simulink

Al igual que el modelado del sistema, el simulador va a constar de dos subsistemas claramente diferenciados: el del colector de admisión y el mecánico.

9.2.- Simulador del subsistema de admisión

Dado el gran número de elementos que conforma cada una de las ecuaciones diferenciales, es conveniente la realización de más divisiones dentro de los dos grandes subsistemas del simulador para un mejor orden y representación del mismo.

En el caso concreto del de admisión se crearon dos subsistemas adicionales correspondientes al flujo de aire entrante en el colector y al flujo saliente, respectivamente.

9.2.1.- Flujo de aire entrante en el colector

La parte del simulador que representa los elementos que componen la ecuación que define el flujo de aire entrante en el colector (Ec. 5.25), aparece representada a continuación:

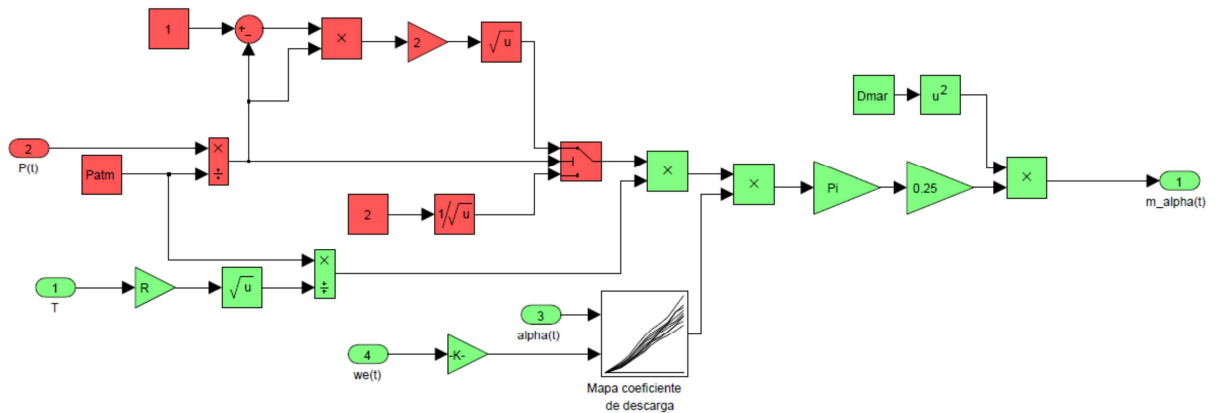


Figura 9.2.- Parte del simulador correspondiente al flujo de aire entrante en el colector

Tal y como se estudió en el Capítulo 7 en el apartado correspondiente al coeficiente de descarga, éste depende tanto de la posición de la mariposa como del régimen. Por tanto, como se aprecia en la imagen anterior, se ha creado un mapa tridimensional que da un valor del producto del mismo por el factor geométrico para cada valor de apertura de mariposa y régimen de funcionamiento. Señalar que dichos valores de $C_d \cdot f(\alpha)$ son los identificados anteriormente.

A continuación se muestran unas imágenes del mapa creado:

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000
(1)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(2)	2	0	0.002088	0.0021	0.002109	0.002168	0.0023	0.0027	0.0031	0.0033	0.0039
(3)	3	0	0.003774	0.004063	0.0041	0.004245	0.004312	0.0047	0.0052	0.0053	0.0064
(4)	4	0	0.005608	0.006278	0.006349	0.0065	0.0069	0.0077	0.0085	0.0087	0.0099
(5)	5	0	0.007779	0.00808	0.009233	0.009134	0.01027	0.011	0.01167	0.01205	0.01332
(6)	6	0	0.009861	0.01086	0.01143	0.01163	0.01176	0.01271	0.01345	0.01437	0.01587
(7)	7	0	0.01204	0.01272	0.013	0.01431	0.01481	0.01559	0.01564	0.01633	0.01798
(8)	8	0	0.01345	0.01489	0.01493	0.01631	0.01737	0.01784	0.018	0.01831	0.02016
(9)	9	0	0.01527	0.01717	0.01726	0.01838	0.01878	0.02036	0.02196	0.02218	0.02395
(10)	10	0	0.01732	0.018926	0.02049	0.02072	0.02182	0.02275	0.02334	0.0244	0.02786

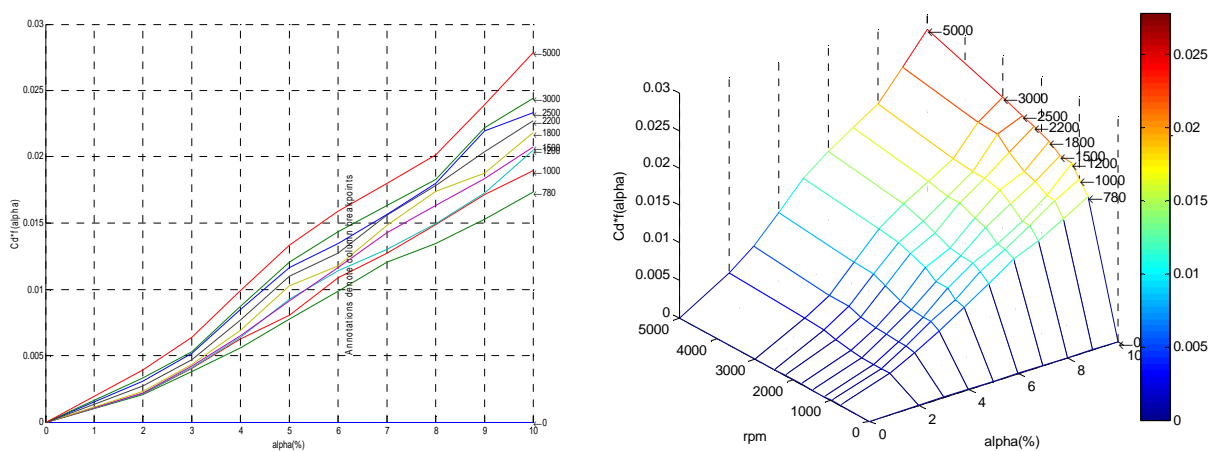


Figura 9.3.- Tabla de datos y mapa creado con los datos de la identificación del coeficiente de descarga

9.2.2.- Flujo de aire saliente del colector

En este apartado se va a mostrar la parte del simulador que da como resultado el flujo de aire saliente del colector, el cual viene definido por la Ec. 5.41 del capítulo del modelado.

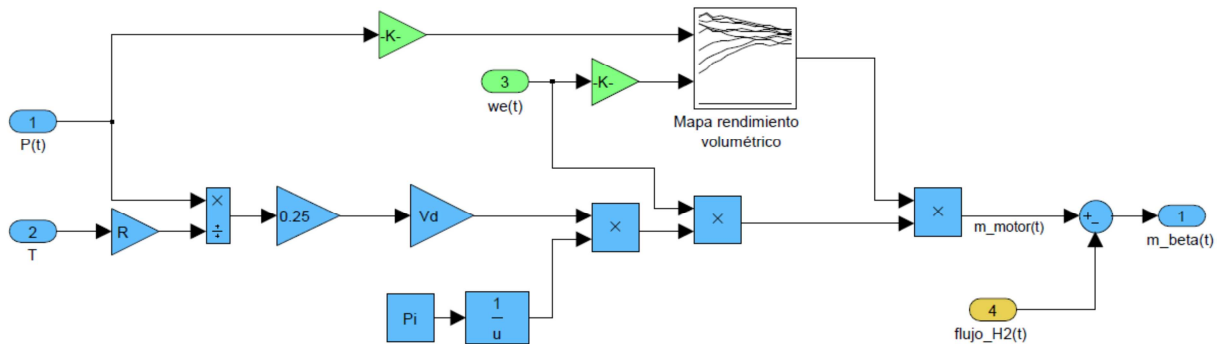


Figura 9.4.- Parte del simulador correspondiente al flujo de aire saliente del colector

En este caso, en lugar del mapa del coeficiente de descarga, el que aparece representado es el correspondiente al rendimiento volumétrico de la mezcla, identificado anteriormente en el Capítulo 7.

En las siguientes imágenes se muestran unas representaciones gráficas de dicho mapa, en el cual se relaciona el rendimiento volumétrico con la presión del colector y el régimen:

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000
(1)	25	0	0.2532	0.3435	0.462	0.6892	0.6898	0.713	0.7642	0.7434	0.6143
(2)	30	0	0.3021	0.3874	0.497	0.663	0.6643	0.7085	0.7758	0.7854	0.6434
(3)	35	0	0.346	0.4261	0.5234	0.6518	0.6174	0.716	0.7323	0.7381	0.634
(4)	40	0	0.385	0.4506	0.536	0.6349	0.627	0.7054	0.7378	0.7593	0.6178
(5)	45	0	0.42	0.4739	0.541	0.6267	0.6317	0.6998	0.7421	0.7416	0.592
(6)	50	0	0.445	0.4908	0.554	0.6351	0.6342	0.6962	0.7052	0.726	0.5867
(7)	55	0	0.4684	0.507	0.567	0.6482	0.6169	0.697	0.6993	0.7161	0.577
(8)	60	0	0.495	0.527	0.574	0.637	0.625	0.6821	0.6875	0.7029	0.567
(9)	65	0	0.5198	0.5527	0.577	0.6252	0.6256	0.6672	0.6704	0.6853	0.5532
(10)	70	0	0.51	0.556	0.5683	0.6418	0.6186	0.6601	0.6645	0.6827	0.5501
(11)	75	0	0.505	0.567	0.5784	0.6323	0.6167	0.6467	0.6512	0.6764	0.557
(12)	80	0	0.5167	0.5821	0.5932	0.625	0.6124	0.6423	0.6483	0.653	0.5297
(13)	85	0	0.5422	0.567	0.5912	0.6023	0.612	0.6371	0.6407	0.6346	0.5197
(14)	90	0	0.552	0.561	0.586	0.5943	0.6156	0.6256	0.631	0.6134	0.5163

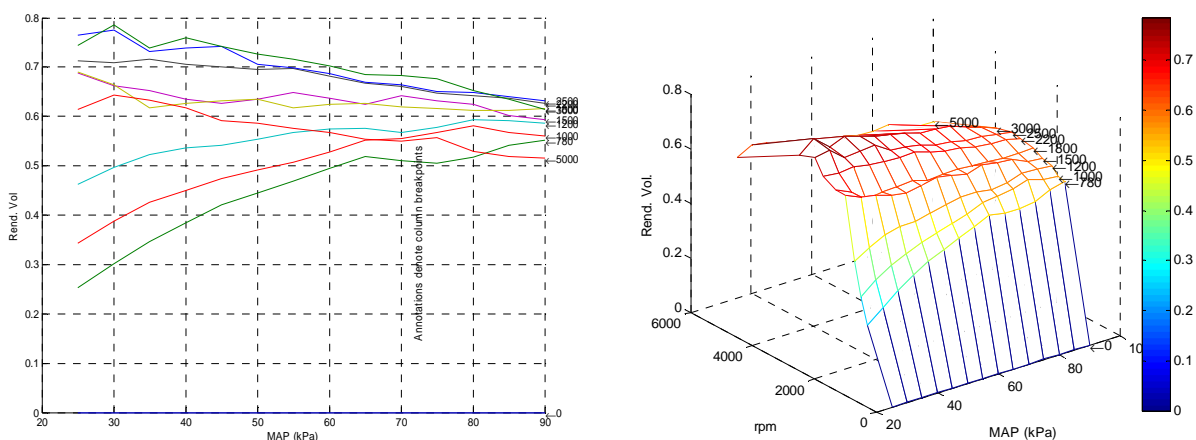


Figura 9.5.- Tabla de datos y mapa creado con los datos de la identificación del rendimiento volumétrico

Una vez creados los dos simuladores de los flujos de aire, resulta más sencilla la representación del correspondiente al subsistema de admisión completo, que representa la Ec. 5.23 del modelado, el cual queda:

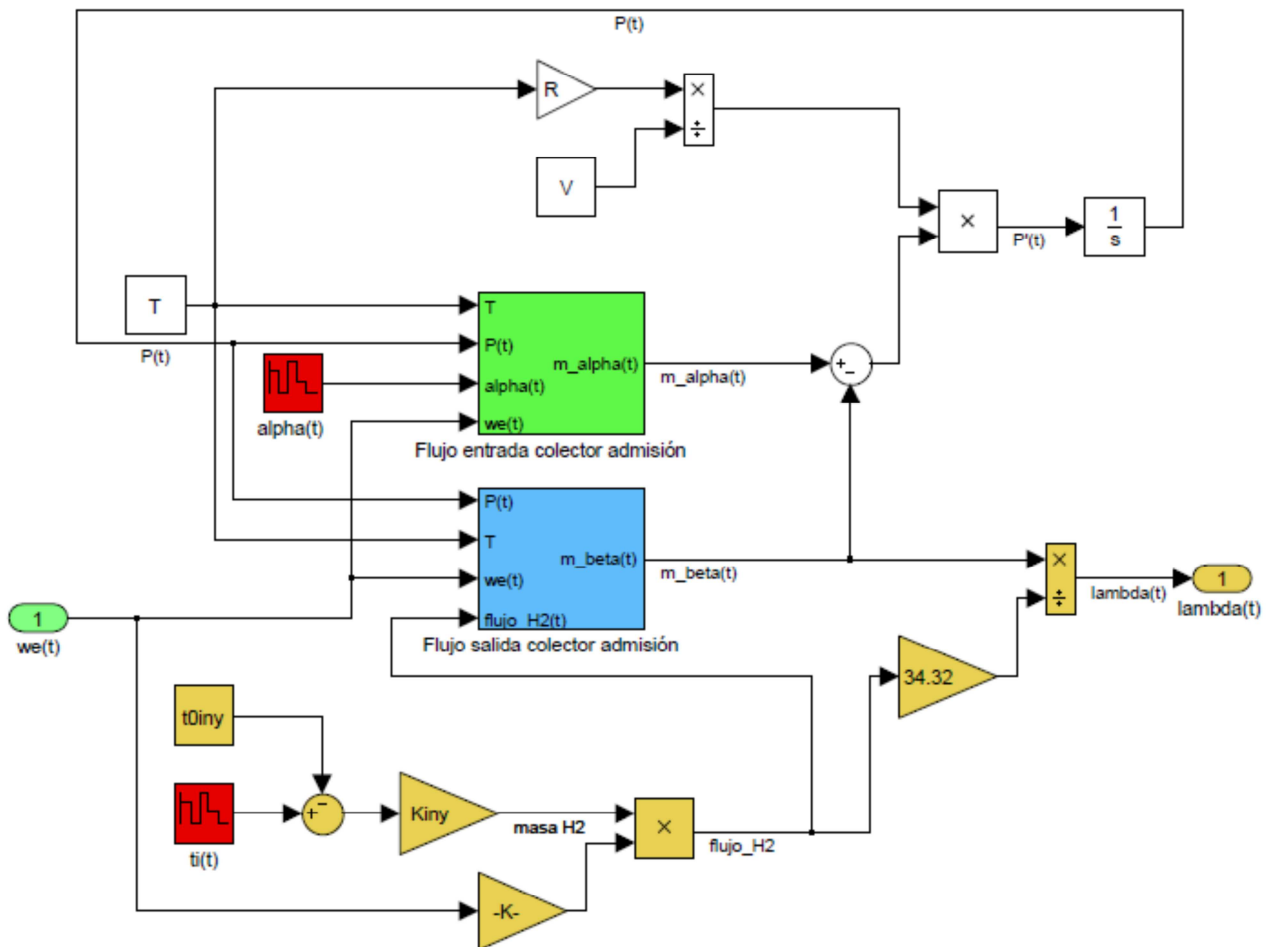


Figura 9.6.- Parte del simulador correspondiente al subsistema de admisión completo

En esta imagen se observan los dos subsistemas estudiados anteriormente, además, también se aprecia que a esta parte del simulador total entra una señal correspondiente al régimen del motor, $\omega_e(t)$, la cual vendrá realimentada del subsistema mecánico estudiado más adelante.

Los bloques representados en amarillo corresponden a los elementos que modelan el flujo de combustible, siendo los valores de los parámetros del inyector los identificados en el Capítulo 7. También en este color se representa la señal de lambda, la cual se obtiene como salida secundaria, siendo la señal de salida principal de este subsistema la presión en el colector de admisión.

En color rojo aparecen las dos entradas del sistema, es decir, la mariposa y el tiempo de inyección. Se representan como bloques emisores de pulsos de amplitud y duración variables.

Tal y como se aprecia en la imagen anterior, la señal de la presión en el colector, $p(t)$, se obtiene aplicando un integrador a la señal de la variación temporal de la misma, $p'(t)$, y posteriormente se realimenta al sistema. Este hecho eleva en una unidad el orden del sistema.

9.3.- Simulador del subsistema mecánico

En lo que respecta al subsistema mecánico, se van a definir dos nuevas divisiones con el fin de mejorar la organización del simulador. Uno representa la parte del simulador correspondiente al par indicado del motor, y el otro la correspondiente al par de pérdidas mecánicas.

9.3.1.- Par indicado

Este subsistema está formado por los elementos que componen la parte de la Ec. 5.71 que define el par indicado del motor para cada estado de funcionamiento. En la siguiente imagen se muestra el esquema de esta parte del simulador:

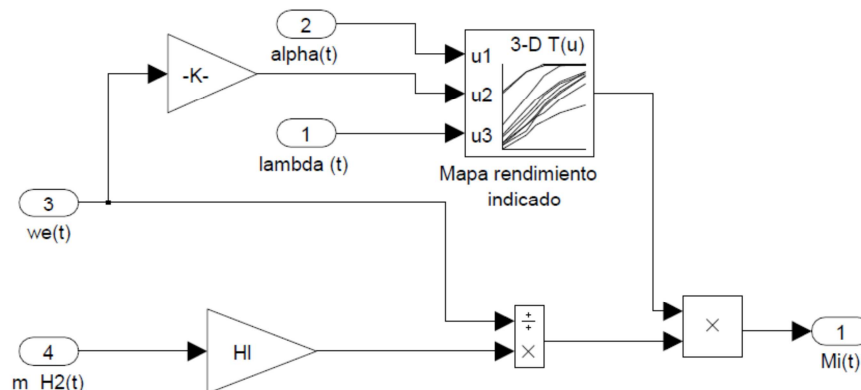


Figura 9.7.- Parte del simulador correspondiente al par indicado del motor

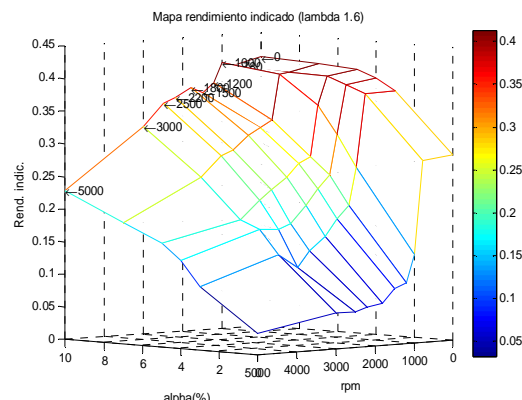
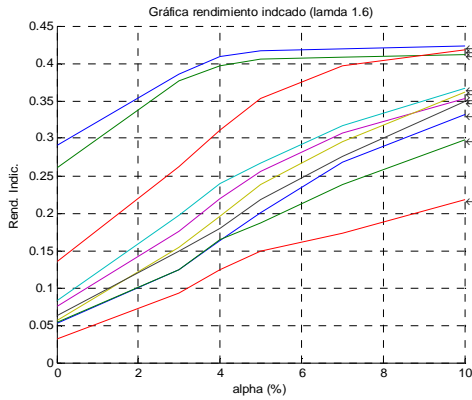
Anteriormente se han estudiado los mapas del coeficiente de descarga y del rendimiento volumétrico, los cuales dependían de únicamente dos variables (revoluciones y mariposa para el primero; revoluciones y MAP en el segundo). Sin embargo, el rendimiento indicado depende de tres variables: revoluciones, mariposa y lambda. Por tanto, es necesario crear una tabla tridimensional con los datos identificados anteriormente de dicho parámetro, de manera que se obtenga un valor de rendimiento indicado para cada combinación de los tres parámetros de los que depende. El resultado de esta tabla en tres dimensiones es un mapa "4D" imposible de ser físicamente representado.

Dado que únicamente se dispone de datos para tres valores de lambda (1.6, 2 y 2.5), se procedió a la creación de un mapa tridimensional para cada uno de dichos valores en los cuales, para cada apertura de mariposa y cada régimen de giro del motor, se obtiene un valor de rendimiento indicado. Para el resto de valores de lambda se realizan interpolaciones entre los valores obtenidos con dichas condiciones de funcionamiento en los diferentes mapas.

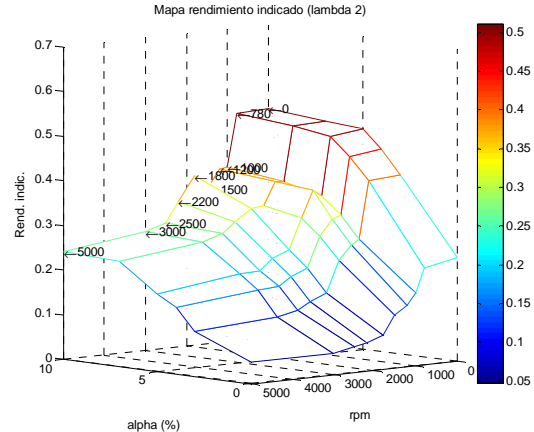
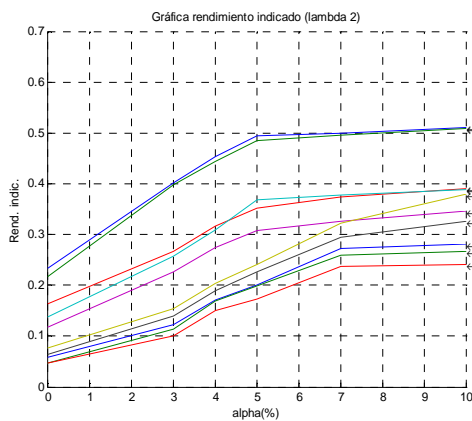
Cabe señalar que durante la realización de los ensayos, éstos estaban limitados a las condiciones de funcionamiento en las que se produjese par motor, ya que de otro modo no se podría mantener la velocidad del motor constante y no se podría llegar a obtener las tablas de datos de la variación del rendimiento con cada uno de los parámetros de una forma adecuada. Por desgracia, los estados de funcionamiento en los que se realizaron la mayoría de los ensayos no generaban par, por lo que la obtención de los valores de rendimiento correspondientes a dichos estados se realizó o bien interpolando, o mediante la continuación de la tendencia de los datos anteriores. Sin embargo, esta técnica no resultó demasiado precisa, por lo que se procedió a la multiplicación de los valores del mapa del rendimiento indicado por un factor de corrección para cada uno de los ensayos estudiados (de valor entre 1.8 y 3.6). La identificación de dicho factor se realizó *in situ* durante la misma ejecución del simulador hasta que los resultados fueron los esperados.

A continuación se muestran los mapas tridimensionales del rendimiento indicado creados para cada valor de lambda, así como cada una de sus tablas de valores correspondientes:

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000	
(1)	0		0.291	0.261	0.1352	0.0832	0.0756	0.0564	0.063	0.0532	0.054	0.0324
(2)	3		0.3862	0.3774	0.2621	0.1967	0.1753	0.1542	0.1489	0.125	0.124	0.093
(3)	4		0.4092	0.3967	0.3107	0.2389	0.2189	0.1956	0.1792	0.1632	0.164	0.125
(4)	5		0.4163	0.4062	0.3531	0.2655	0.2558	0.2378	0.2187	0.2001	0.1864	0.1489
(5)	7		0.4189	0.4087	0.3967	0.317	0.3067	0.2956	0.2756	0.2679	0.2378	0.173
(6)	10		0.423	0.4121	0.418	0.3668	0.3534	0.3616	0.3498	0.3315	0.2979	0.2187



Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000	
(1)	0		0.2332	0.2174	0.1632	0.1382	0.118	0.077	0.0638	0.0589	0.048	0.0478
(2)	3		0.4021	0.3973	0.2678	0.257	0.2256	0.154	0.1396	0.1223	0.1138	0.1013
(3)	4		0.4532	0.4439	0.3163	0.3096	0.2734	0.2045	0.1898	0.1715	0.1687	0.1497
(4)	5		0.4937	0.4848	0.3523	0.368	0.30799	0.24012	0.2256	0.2009	0.1994	0.1734
(5)	7		0.5003	0.4965	0.3743	0.3778	0.3267	0.3225	0.2954	0.273	0.2587	0.2367
(6)	10		0.5113	0.5082	0.3914	0.38907	0.34688	0.38	0.3261	0.2816	0.26599	0.2406



Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000	
(1)	0		0.1041	0.095	0.0765	0.0701	0.052	0.049	0.037	0.029	0.027	0.013
(2)	3		0.2831	0.2798	0.217	0.185	0.1156	0.1024	0.0968	0.072	0.0632	0.0356
(3)	4		0.3612	0.35315	0.2756	0.2579	0.184	0.1717	0.154	0.106	0.0932	0.0548
(4)	5		0.4278	0.4271	0.347	0.2821	0.2267	0.2002	0.1893	0.1576	0.1098	0.0745
(5)	7		0.4567	0.4458	0.3666	0.3273	0.2674	0.2512	0.2256	0.1798	0.131	0.0934
(6)	10		0.48543	0.4792	0.3813	0.3721	0.3513	0.3397	0.2845	0.18836	0.159	0.1168

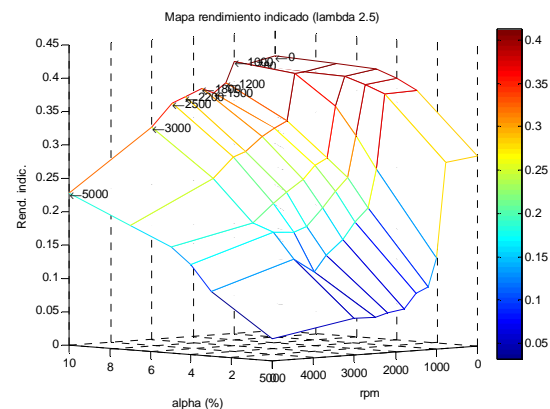
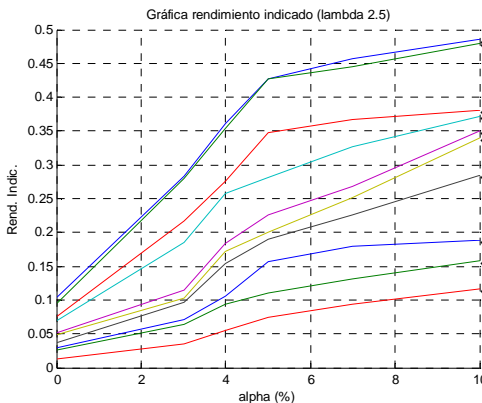


Figura 9.8.- Tablas de datos y mapas creados con los datos de la identificación del rendimiento indicado

9.3.2.- Par de pérdidas mecánicas

En el Capítulo 5 del modelado se definieron las pérdidas mecánicas como la suma de las pérdidas por fricción más las pérdidas debidas al bombeo. En lo que respecta a estas últimas, se ha considerado válida la expresión del modelado en la que eran proporcionales a la diferencia entre las presiones de admisión y escape. Sin embargo, para el caso de las pérdidas por fricción fue necesaria la identificación de los parámetros que las relacionaban con el régimen (Capítulo 7).

Una vez definidas las pérdidas mecánicas e identificados todos los parámetros que las modelan es posible la construcción del simulador de dicha parte del sistema, el cual se muestra a continuación:

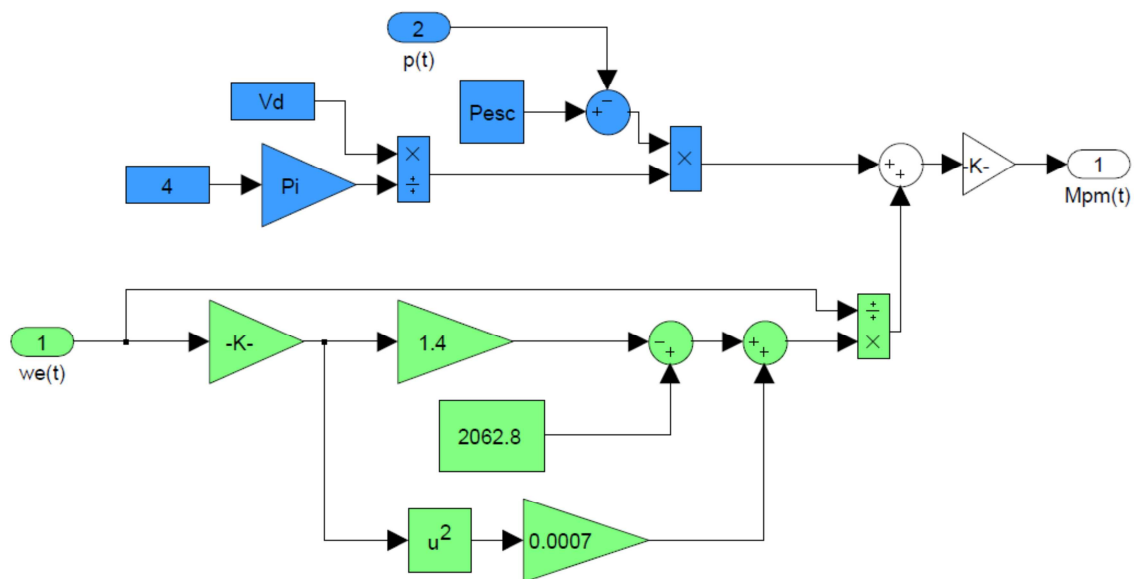


Figura 9.9.- Parte del simulador correspondiente al par de pérdidas mecánicas del motor

En la Figura 9.9 anterior en color azul se representan las pérdidas mecánicas debidas al bombeo, mientras que los elementos en verde muestran las correspondientes a la fricción. Se aprecia que los valores de los parámetros en este último caso se corresponden con los identificados en el Capítulo 7 mediante la aplicación del Método de Morse a plena carga.

Al igual que en los subsistemas anteriores, las señales de revoluciones y presión que entran a los mismos vienen realimentadas de las salidas del sistema.

Una vez creados los simuladores de las dos divisiones auxiliares del subsistema mecánico, ya es posible la representación del simulador de este último, el cual aparece en la Figura 9.10.

Cabe señalar que, tal y como se consideró en el modelado, las unidades de los valores de régimen obtenidos en el simulador son radianes por segundo. Por tanto, es necesaria la aplicación de un factor conversor de unidades sobre la entrada correspondiente al régimen de giro de cada uno de los mapas definidos anteriormente con el objetivo de transformar las unidades de radianes por segundo a revoluciones por minuto. También se aplicará dicho factor conversor a la señal de salida del simulador a la hora de representarla gráficamente, ya que de esta manera se podrá facilitar la comparación de dicha señal con la obtenida de la identificación de la dinámica.

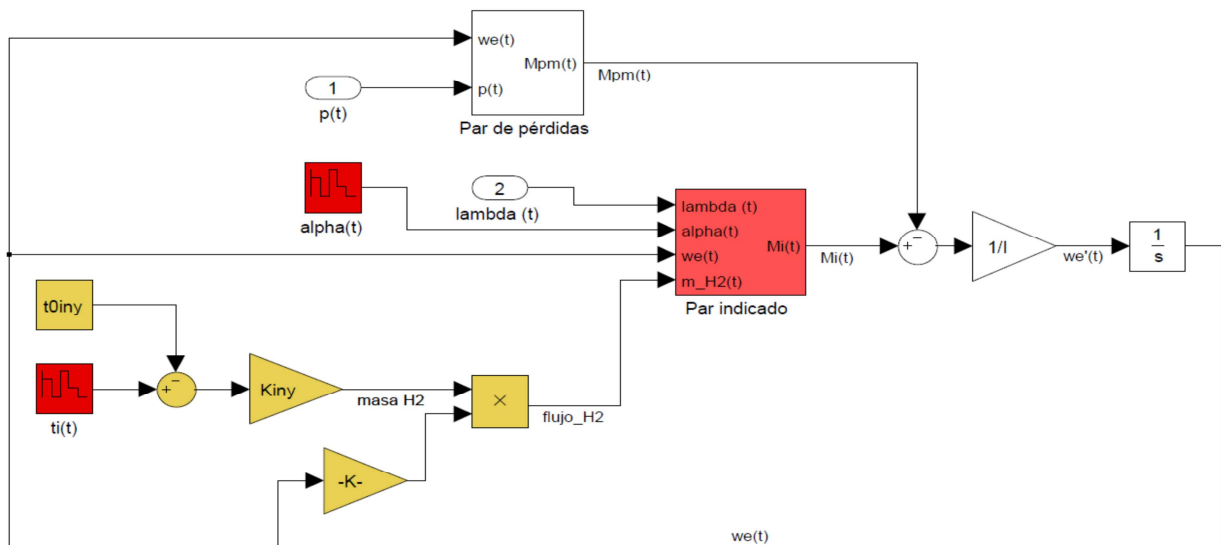


Figura 9.10.- Parte del simulador correspondiente al subsistema mecánico completo junto con el sistema del flujo de combustible

En la imagen anterior se aprecian los dos subsistemas definidos anteriormente correspondientes al par indicado y al par de pérdidas mecánicas, respectivamente. Ambas señales se restan y se multiplica dicha diferencia por la inversa de la inercia del motor, dando lugar a la variación temporal del régimen. Aplicando una integración a esta, se obtiene la señal de salida del sistema correspondiente al régimen de giro del motor, la cual es realimentada al resto del sistema. Esta realimentación eleva el orden del sistema en una unidad, y dado que las señales de la presión y lambda que alimentan a este subsistema dependen del integrador de la presión del anterior, el orden del sistema total será igual a 2.

Al igual que en el subsistema de admisión, en este caso los elementos que componen el flujo de hidrógeno aparecen representados en color amarillo, y las señales de entrada se muestran en rojo como secuencias de escalones.

Señalar que en este caso no se ha considerado el par de carga, ya se pretende llevar a cabo la simulación del ralentí. Si quisiera simular cualquier otro punto de funcionamiento del motor simplemente se realizaría la resta del par de carga al efectivo del motor, es decir, a la diferencia entre el par indicado y el de pérdidas mecánicas. Por tanto, el simulador construido es válido para cualquier estado de funcionamiento del motor.

9.4.- Simulador del sistema total

Tras la creación de los simuladores correspondientes a los subsistemas mecánico y de admisión de manera independiente, solamente es necesaria la realización de las conexiones que relacionan ambos para la obtención del simulador del sistema total (Figura 9.11). Concretamente, se realiza la alimentación del subsistema de admisión con la señal del régimen realimentada del mecánico. Además, los dos serán alimentados tanto por la señal del flujo de combustible como por la correspondiente a la apertura de la mariposa.

A continuación se muestra un esquema que representa el simulador del sistema total con todas las conexiones entre bloques y subsistemas:

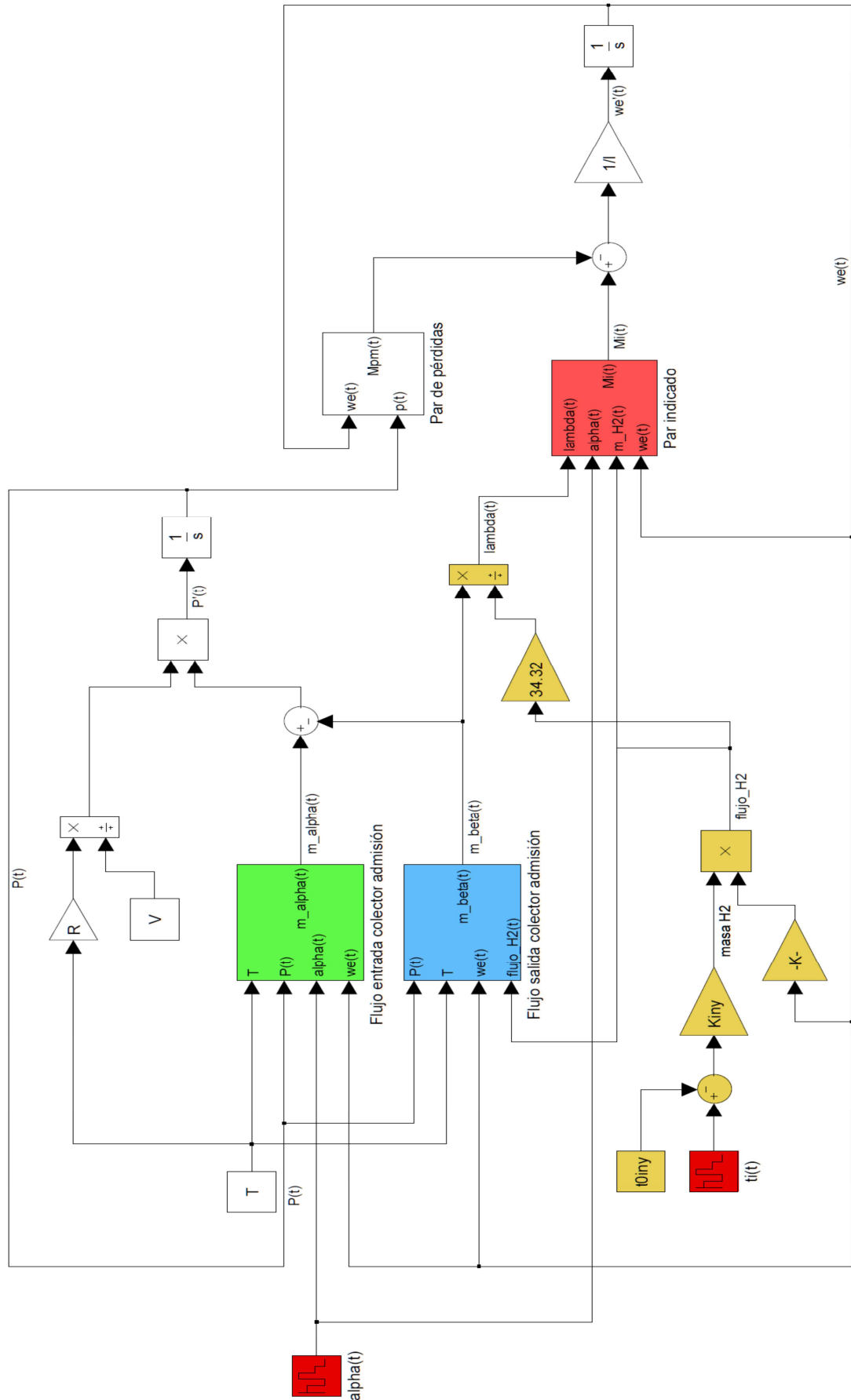


Figura 9.11.- Simulador del sistema total, en el cual se muestra la interconexión de los subsistemas mecánico y de admisión.

9.5.- Simulación y análisis de resultados

Para la realización de la simulación del sistema se procedió de la misma manera que la utilizada hasta ahora, es decir, dividir el sistema total en partes. De esta forma, primeramente se simuló el comportamiento del subsistema de admisión y más tarde se hizo lo propio con el sistema total.

El objetivo de la simulación previa por partes es acotar los errores que se puedan producir durante la ejecución de la misma, de manera que sea más fácil localizar la fuente de error para intentar solucionarlo lo más rápidamente posible.

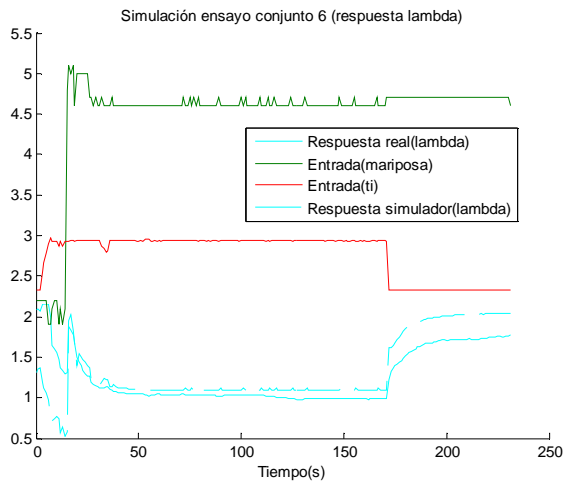
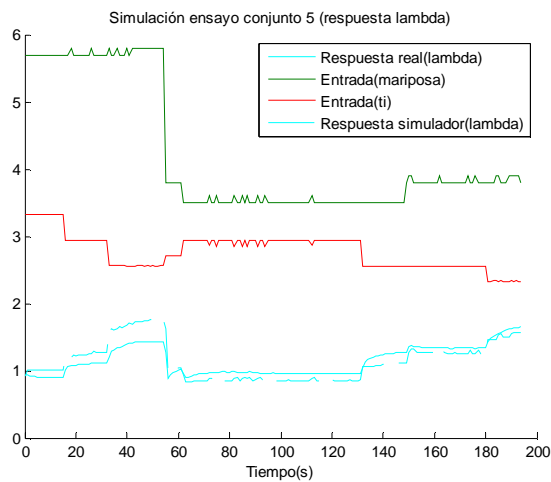
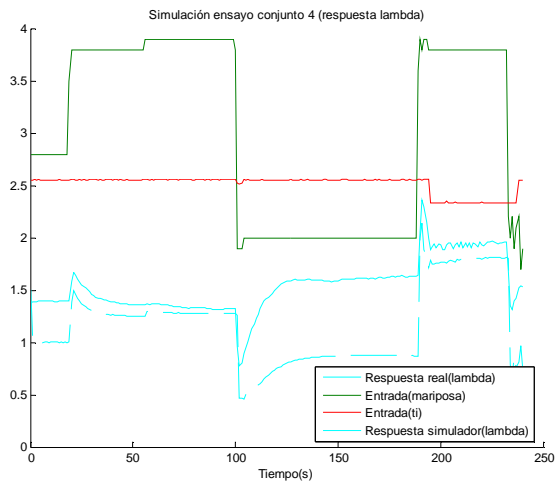
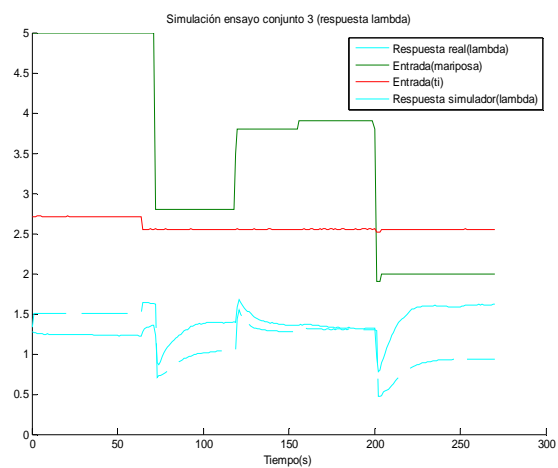
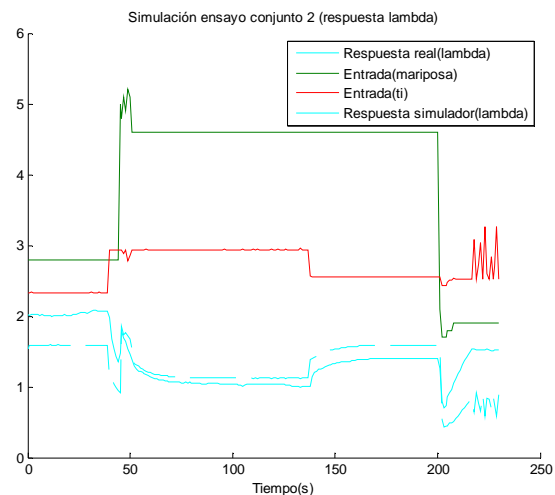
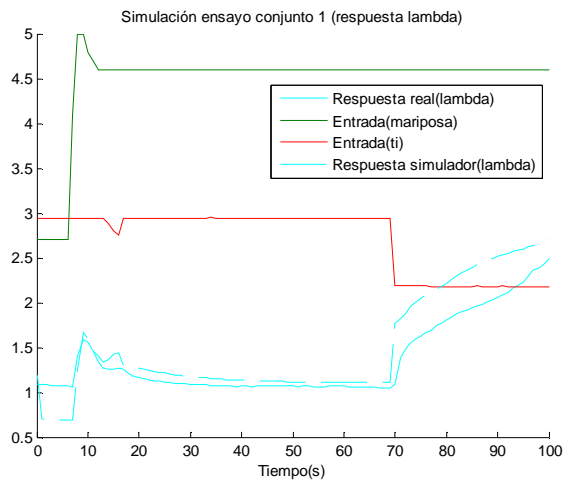
9.5.1.- Simulación del subsistema de admisión

A dicho subsistema entra la señal del régimen de giro del motor realimentada del mecánico, pero como todavía no se ha procedido a su simulación, no se dispone de los valores de dicha señal. Por otro lado, dado que los que se pretende simular son los seis ensayos conjuntos estudiados anteriormente en la identificación de la dinámica del sistema, para cada uno de los mismos ya se conocen unas funciones de transferencia que definen la dinámica de las revoluciones. Por tanto, la solución al problema de no disponer de una señal realimentada del régimen fue utilizar dichas funciones para la obtención de la respuesta de las revoluciones deseada ante unas variaciones en las entradas determinadas. De esta manera la señal del régimen de giro que alimenta al subsistema de admisión será la se esperaría obtener del mecánico para cada uno de los ensayos.

De esta parte del simulador se obtienen como salida las señales de la presión de colector de admisión (MAP) y la de lambda. Las representaciones gráficas de dichas salidas obtenidas de las simulaciones se muestran a continuación en la Figura 9.12, junto con las señales reales para una mejor comparación y análisis de los resultados. Primeramente se muestran los correspondientes a lambda y a continuación los respectivos a la presión de admisión.

Señalar que, a diferencia de lo ocurrido en las representaciones gráficas en el Capítulo 8 donde los valores representados no eran los reales para cada señal sino que representaban la diferencia con respecto al valor inicial de la señal para cada ensayo, en este caso los valores representados son absolutos. Además, los valores de la presión MAP (kPa) se representan multiplicados por un factor reductor de valor 0,1 con el fin de facilitar el análisis de todas las señales en una misma gráfica.

Para la realización de las simulaciones se considera el diámetro de la válvula de mariposa igual a 52 mm, la temperatura del aire en el colector de admisión constante e igual a 316 K (43°C), el volumen del colector el medido en el Capítulo 7 ($3,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$) y el valor de la inercia del motor el identificado en ese mismo capítulo ($0,33212 \text{ kg m}^2$). A su vez, tal y como se consideró anteriormente en el modelado, la presión de escape se toma igual a la atmosférica y el exponente adiabático, k , igual a 1,4.



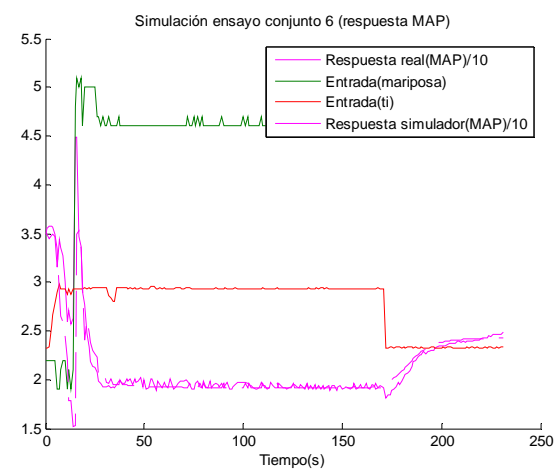
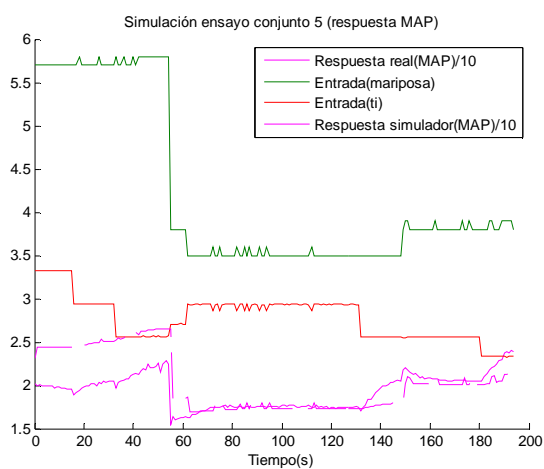
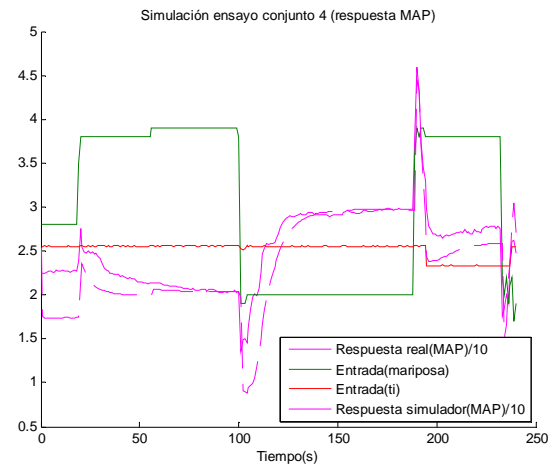
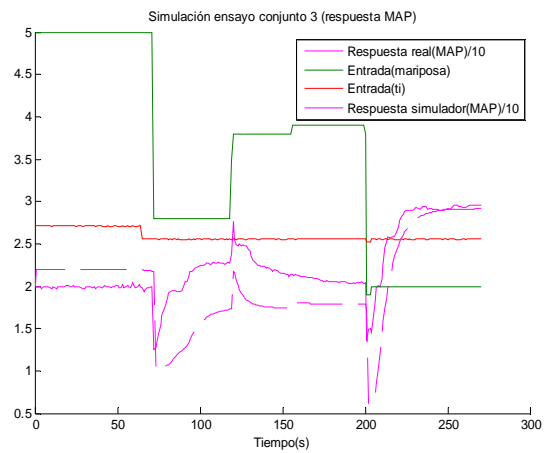
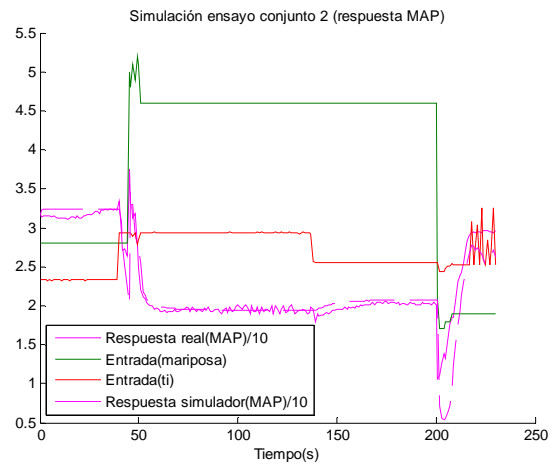
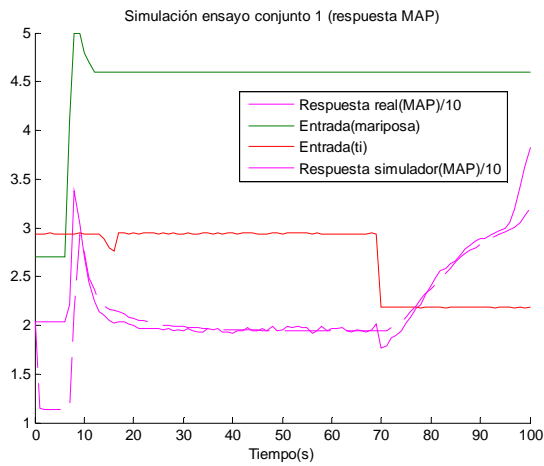


Figura 9.12.- Representación gráfica de los resultados obtenidos de la simulación de los ensayos conjuntos utilizando sólo el simulador del subsistema de admisión

Tal y como se aprecia en las gráficas anteriores, la dinámica tanto de la señal de lambda como de la de la presión parece estar bien capturada, ya que las respuestas simuladas varían con la misma tendencia que las reales. Sin embargo, nuevamente aparecen problemas con las ganancias en ciertos ensayos o en partes concretas de los mismos.

Un dato a señalar es que al comienzo de cada ensayo, a pesar de que las condiciones iniciales consideradas son las mismas que en el caso real, la curva simulada no posee la misma magnitud que la respuesta real, aunque posteriormente dicho comportamiento mejora. Hasta el momento no se ha sabido determinar la causa de dicho comportamiento en las fases iniciales de cada ensayo.

No hay que olvidar que para la realización del modelado se han llevado a cabo numerosas suposiciones que, en algunos casos, pueden haber afectado de manera considerable a los resultados obtenidos. A pesar de ello, las respuestas son satisfactorias y emulan aceptablemente el comportamiento del sistema real.

Estudiando más en concreto las gráficas anteriores, en lo que respecta a lambda, en los ensayos 1,2 y 6 se aprecia claramente el efecto de los dos ceros (sistema propio) en la función de transferencia que relaciona el tiempo de inyección con lambda, ya que se produce una respuesta inicial prácticamente instantánea ante un escalón en la entrada que posteriormente se ralentiza. Siguiendo con el análisis de la respuesta de lambda, en el ensayo 4 existe un problema considerable de ganancia en el intervalo central del mismo, a pesar de que la dinámica está realmente bien capturada. Algo similar ocurre en todos los casos en los que se produce una disminución considerable de la apertura de la mariposa partiendo de altas revoluciones, lo que demuestra que el simulador es apto para los ensayos que parten de regímenes propios del ralenti, pero no para aquellos cuyas condiciones iniciales difieren del mismo.

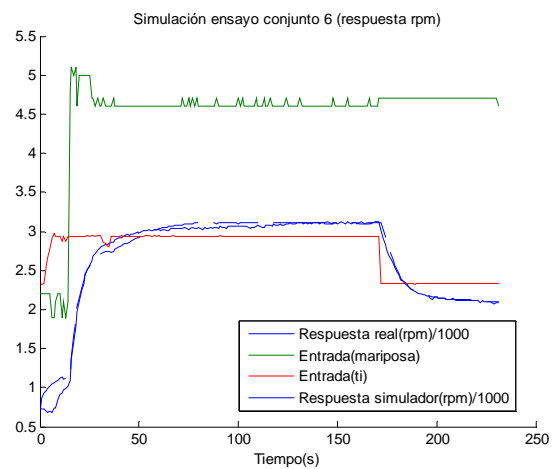
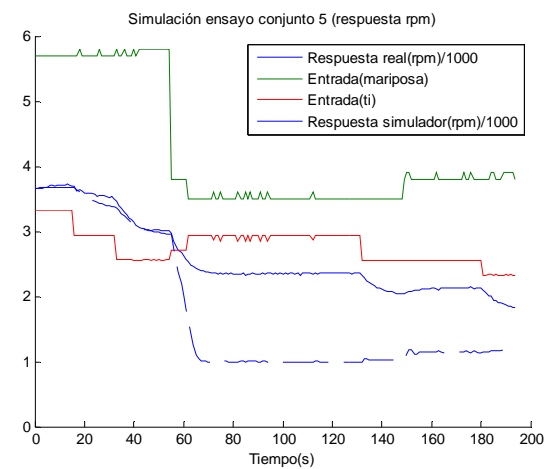
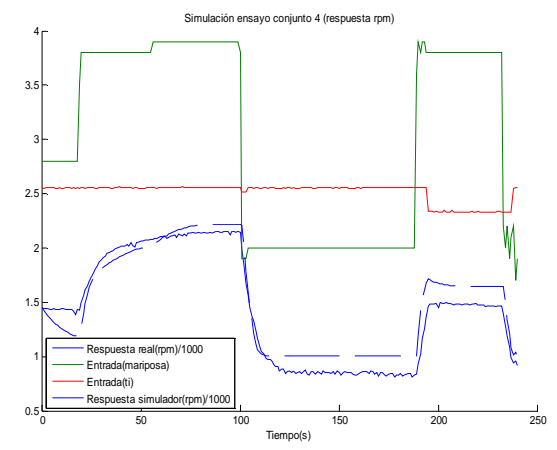
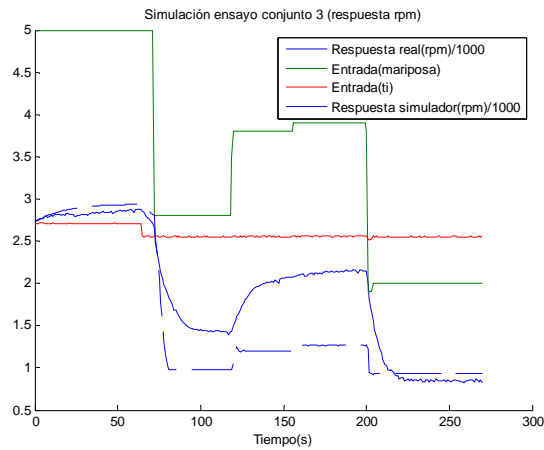
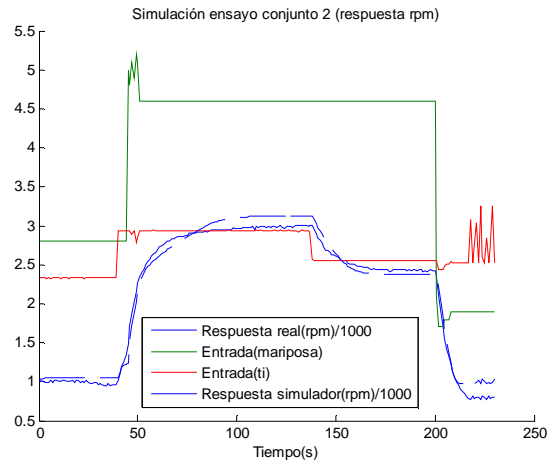
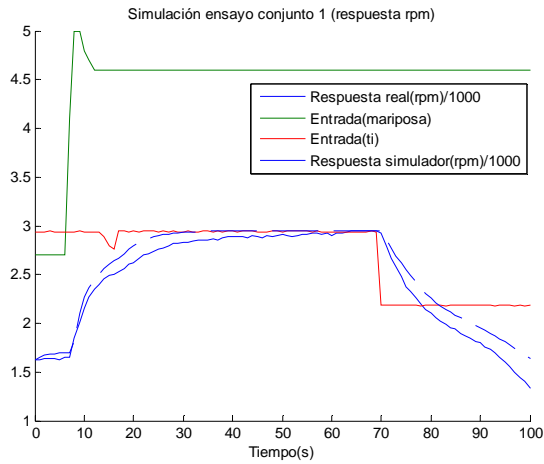
En lo respectivo a la señal de la presión, los problemas con la ganancia tienden a ser menores y los resultados se ajustan más a la realidad. A pesar de ello, en los ensayos 3 y 5, las señales simuladas parecen diferir algo más de la realidad.

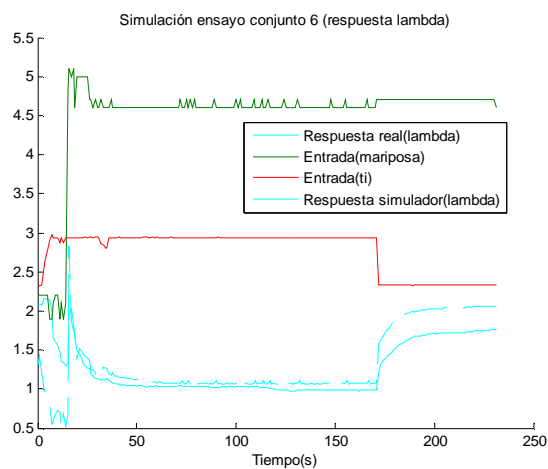
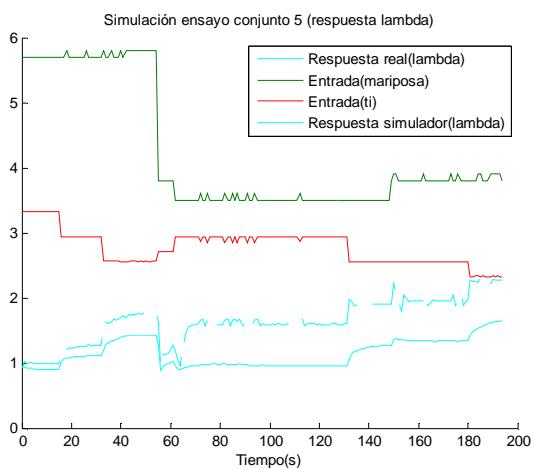
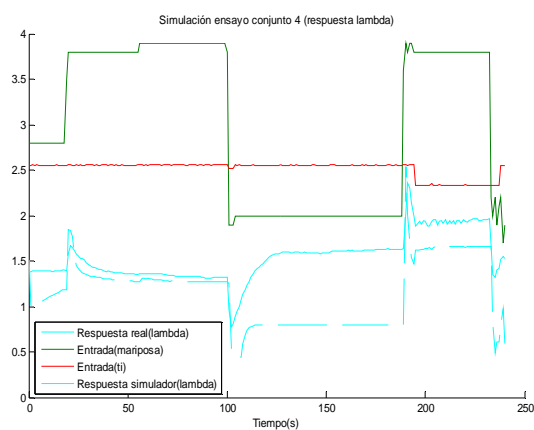
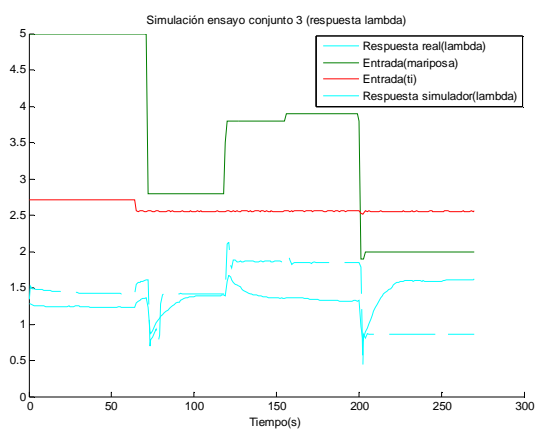
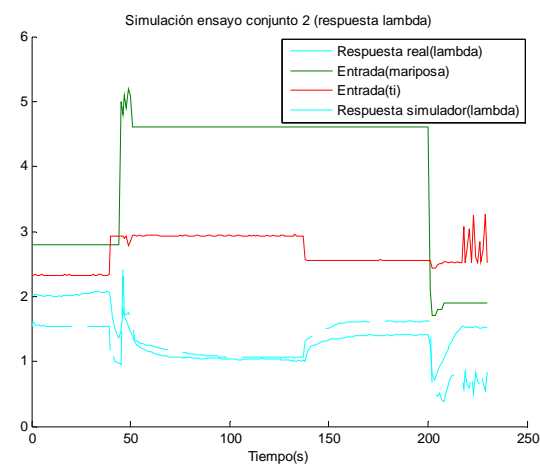
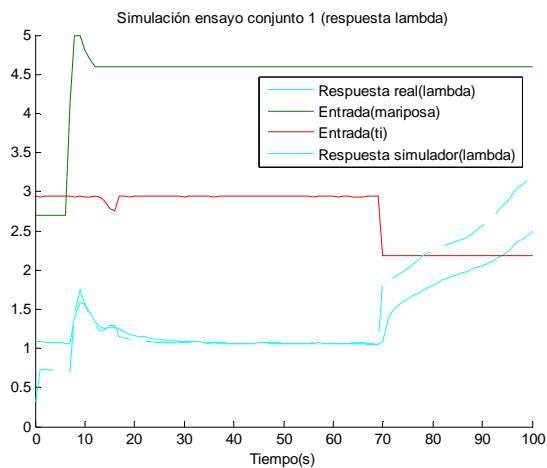
9.5.2.- Simulación del sistema total

Con los resultados obtenidos en el apartado anterior se puede llegar a la conclusión de que la parte correspondiente a la admisión funciona correctamente. Sin embargo, el principal objetivo del simulador es ser capaz de emular tanto la señal de la presión como la del régimen del sistema, a fin de facilitar un posterior uso del mismo en el control del ralenti. Por tanto no basta con obtener unas buenas réplicas de las señales de presión y lambda, sino que es preciso ser capaces también de calcular la señal del régimen del motor.

Al igual que en el apartado anterior, se van a estudiar los seis ensayos conjuntos realizados en el motor con el efecto del banco anulado, de manera que nuevamente se consideran como entradas del sistema únicamente las variaciones de la válvula de mariposa y del tiempo de inyección.

A continuación se muestran las representaciones gráficas de las señales de salida obtenidas de la simulación del sistema total, mostrándose primeramente los resultados del régimen para cada uno de los seis ensayos, y posteriormente los de lambda y de la presión del colector.





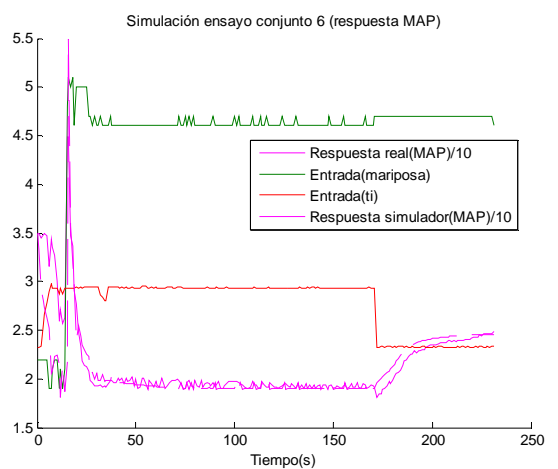
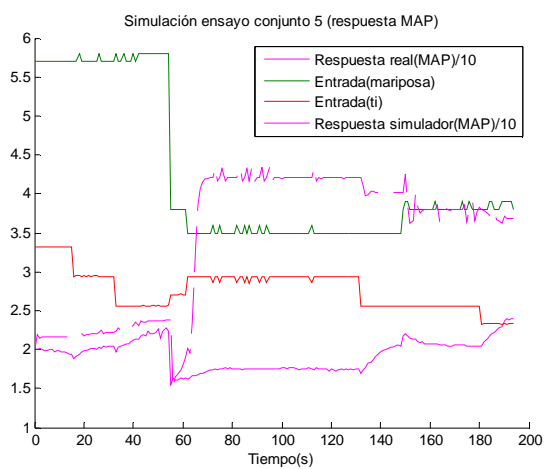
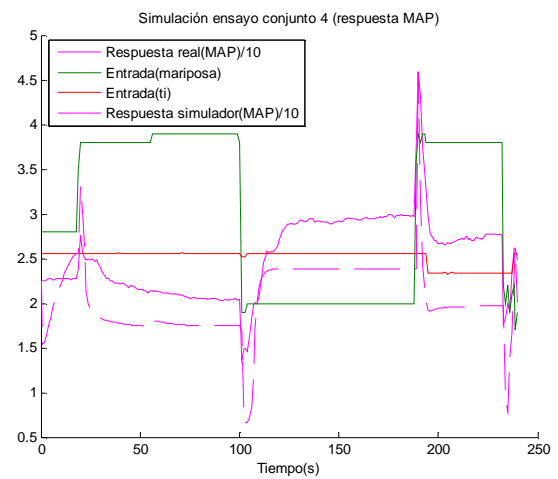
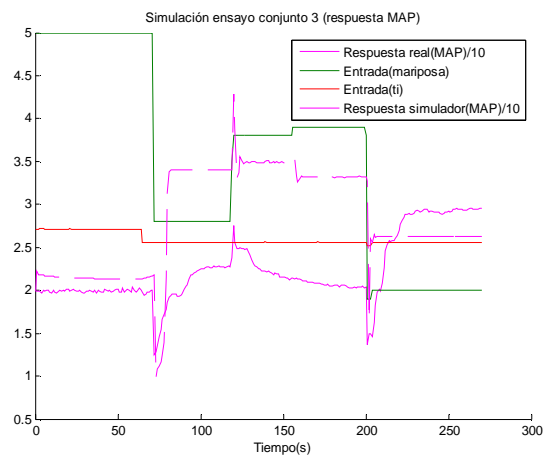
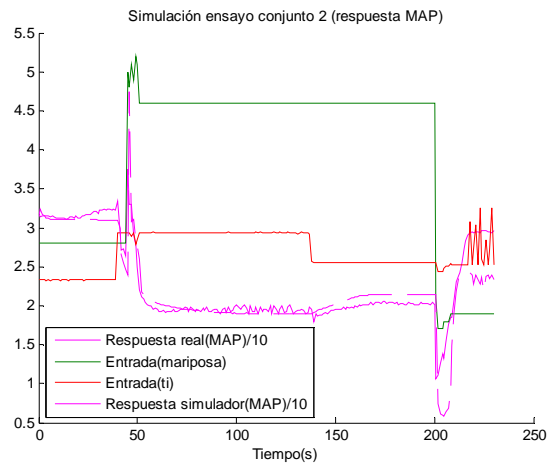
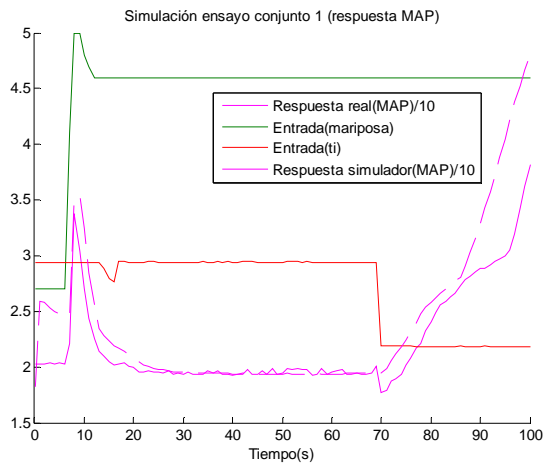


Figura 9.13.- Representación gráfica de los resultados obtenidos de la simulación de los ensayos conjuntos utilizando el simulador del sistema total

Analizando los resultados obtenidos de estas simulaciones se puede señalar que las curvas simuladas, por lo general, se ajustan a las reales. Al igual que el caso del subsistema de admisión, las señales obtenidas replican muy bien la dinámica de las señales reales, pero en ciertos casos existen problemas de la magnitud de las señales que apuntan a problemas de ganancia.

Cabe destacar que en los ensayos 3 y 5 los resultados no son buenos, ya que la curva de las revoluciones es incapaz de seguir la curva real. Ambos ensayos son los únicos que parten de altos regímenes y posteriormente, como consecuencia de las variaciones en las entradas, caen de revoluciones. En los dos ensayos citados, la señal simulada cae más de revoluciones que la respuesta real y después es incapaz de reaccionar de manera correcta ante las variaciones de las entradas. Este mal ajuste del régimen tiene consecuencias directas sobre las señales de la presión y lambda para dichos ensayos ya que, debido a su relación con el mismo, se ven afectadas negativamente, difiriendo de las curvas reales.

Al margen de estos dos casos particulares, analizando más a fondo el resto de respuestas obtenidas se puede señalar que los resultados son muy parecidos a los obtenidos anteriormente en la simulación previa del subsistema de alimentación, apreciándose también el efecto de la función de transferencia propia que relaciona el tiempo de inyección con lambda y el problema con la ganancia de lambda en el ensayo 4.

9.6.- Conclusiones

A modo de conclusión de este capítulo cabe señalar que los resultados obtenidos de la simulación de los ensayos conjuntos han sido, por lo general, satisfactorios. Las señales obtenidas siguen de manera aceptable la dinámica real del sistema, existiendo pequeñas diferencias de magnitud en casos determinados. Además, estas simulaciones han servido para ratificar la teoría de que el sistema se trata de uno de segundo orden, llegándose a apreciar incluso los efectos de una función de transferencia propia, determinada anteriormente en la linealización, en el caso de las señales de lambda.

También cabe destacar que, tras la realización de este estudio, se ha tenido más conciencia de la interrelación existente entre los parámetros del sistema, ya que se ha comprobado que el fallo en la determinación de una de las salidas afecta negativamente, y de manera directa, sobre las otras dos señales.

Por último, señalar que la simulación de los ensayos cuyas condiciones iniciales eran regímenes altos y que posteriormente se veían reducidos por la acción de las entradas, no ha dado buenos resultados, difiriendo en gran medida las señales obtenidas de las reales y llegando, incluso, a no emular siquiera la dinámica de las mismas.

10.- CONCLUSIONES

A la luz de los resultados obtenidos en los numerosos estudios desarrollados en este proyecto, con el objetivo de la creación de un modelo dinámico del sistema, han podido obtenerse una serie de conclusiones cuyo fin es facilitar el desarrollo de futuros trabajos que aseguren la continuidad de la presente investigación.

Primeramente, se ha desarrollado un modelo teórico riguroso, acorde con la bibliografía, y adaptado al caso de hidrógeno que ha permitido comprender los fenómenos físicos que definen el comportamiento del sistema. El resultado han sido dos ecuaciones diferenciales sencillas, pero cuyo desarrollo se complicaba como consecuencia de las numerosas dependencias entre parámetros, dando lugar a un sistema no-lineal. Con el fin de determinar el orden del mismo se ha procedido a la linealización de dichas ecuaciones, obteniéndose como resultado una serie de funciones de transferencia de segundo grado con una estructura similar entre ellas. En concreto, se ha descubierto que las funciones de transferencia que relacionan cada una de las entradas con cada salida poseen los mismos polos, diferenciándose únicamente en los ceros y la ganancia.

Para la determinación de todos y cada uno de los parámetros del modelo se ha procedido a la identificación experimental de los mismos mediante la realización de numerosos ensayos. Los resultados obtenidos de dicha identificación han permitido el análisis del comportamiento de los parámetros y la creación de numerosos mapas.

Con todo lo anterior se ha construido un simulador que permitirá validar los futuros controladores diseñados para el sistema. Dicho simulador es válido tanto para el ralentí como para otros regímenes, a pesar de que en este trabajo sólo se ha estudiado el ralentí. Los resultados han sido coherentes con el comportamiento real del sistema. Sin embargo, en numerosos casos han surgido problemas con la ganancia de las señales a pesar del buen ajuste de la dinámica. La simulación ha demostrado la profunda interrelación existente entre los numerosos parámetros del sistema, de modo que la mala identificación de uno de ellos acarrea el fallo global del sistema. Cabe señalar que los ensayos cuyas condiciones iniciales eran regímenes altos, y que posteriormente se veían modificados por la acción de las entradas del sistema, han ofrecido unos resultados bastante peores de los esperados, por lo que sería conveniente la realización de un estudio más preciso de dicho problema.

Por otro lado, de forma paralela a lo anterior, se ha realizado una identificación experimental de la dinámica que ha generado una descripción del sistema como modelo lineal con incertidumbre. Como técnica identificativa se ha utilizado el método de los mínimos cuadrados, siendo los resultados obtenidos satisfactorios, a pesar de la existencia nuevamente de problemas con la ganancia, los cuales han sido achacados a la utilización de un método paramétrico lineal para el análisis de un sistema no lineal. Además, se ha cuantificado la incertidumbre a la que deberá enfrentarse un futuro diseño de control robusto.

Señalar que los resultados obtenidos en la identificación de la dinámica han sido coherentes con los de la linealización del modelo teórico, ya que la estructura de las funciones de transferencia es similar en ambos estudios, obteniéndose para ambos casos un modelo dinámico fiable del motor en estudio.

Por último, al margen de los objetivos principales de este proyecto, se ha realizado un estudio centrado en el rendimiento volumétrico del aire seco con la intención de demostrar que el aumento de la inyección de hidrógeno provoca una disminución del caudal de aire entrante en los cilindros como consecuencia del gran volumen ocupado por el combustible. Sin embargo, los resultados obtenidos no han sido los esperados, ya que en los mismos el aumento del caudal de

combustible conlleva un aumento del rendimiento. Este comportamiento se ha atribuido al aumento de temperatura y presión dentro del cilindro provocado por un flujo mayor de combustible, que favorece el llenado del mismo durante el cruce de válvulas. Por tanto, este estudio no ha servido para demostrar el efecto negativo del aumento de la inyección.

11.- FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

A lo largo de todo el proyecto se ha señalado que éste abre una nueva línea de investigación en el marco del Grupo Hidrógeno de la Universidad Pública de Navarra cuyo objetivo es el desarrollo del control del motor. Por tanto, es necesario seguir trabajando en esta línea para lograr alcanzar el objetivo final de la misma.

Por otro lado, una posible línea de investigación podría centrarse en la mejora de los estudios realizados en este proyecto, ya que, a pesar de que los resultados obtenidos han sido satisfactorios, existe un margen de mejora en los mismos que podría ser reducido. Profundizando algo más este tema, a continuación se muestran algunos de los aspectos tratados que todavía son susceptibles a mejoras:

- Existencia de ceros de distinto signo al resto en las funciones de transferencia identificadas que relacionan cada una de las salidas con las entradas.
- Problemas de ganancia en las señales de salida obtenidas de la identificación.
- Problemas de ganancia en las señales de salida de la simulación.
- Dificultad en la réplica de la dinámica en la identificación y simulación del sistema para diferentes condiciones iniciales y de funcionamiento. Concretamente, para los estados de funcionamiento que partían de altas revoluciones.

Por último, una posible mejora de este trabajo sería incorporar al mismo la consideración de la variación del rendimiento indicado con el avance al encendido. De esta forma, dicho parámetro no dependería únicamente de la apertura de mariposa, el régimen y λ , sino que existiría una cuarta dependencia con el avance. Esta suposición complicaría aún más si cabe la construcción de los mapas. Por otro lado, a la hora de la identificación de la dinámica, el avance al encendido debería considerarse como una entrada más del sistema, ya que, al igual que se hizo con el tiempo de inyección anulando su mapa, el correspondiente al encendido también debería de ser anulado para desvincular la posición de la mariposa del avance. Por tanto, la consideración de esta dependencia acarrearía una complicación considerable al estudio si se desarrolla de la forma en la que está concebido en este proyecto, pero resultaría muy interesante la aplicación de dicha mejora.

12.- BIBLIOGRAFÍA

Libros

- [1] FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA TÉCNICA. Michael J. Moran, Howard N. Shapiro. Reverte 2004.
- [2] INTRODUCTION TO MODELING AND CONTROL OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE SYSTEMS. Lino Guzzella, Christopher H. Onder. Springer 2010.
- [3] MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS. F. Payri, J.M. Desantes. Reverte 2011.
- [4] FLUID MECHANICS. Pijush K. Kundu, Ira M. Cohen. Academic Press 2008.
- [5] MECÁNICA DE FLUIDOS. Frank M. White. McGraw-Hill 1988.
- [6] THE PROPERTIES OF GASES & LIQUIDS. Robert C. Reid, John M. Prausnitz y Bruce E. Polling. Mc Graw Hill 2001.
- [7] MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTIÓN INTERNA. J. A. Álvarez Flórez, I. Callejón Agramunt. Universitat Politècnica de Catalunya 2005.
- [8] THE CONTROL HANDBOOK. William S. Levine. University of Maryland, College Park, USA 2010.
- [9] INTERNAL COMBUSTION ENGINES FUNDAMENTALS. J. F. Heywood. McGraw-Hill 1988.
- [10] INGENIERÍA DE CONTROL MODERNA. Katsuhiko Ogata. Pearson 2005.
- [11] SISTEMAS DE CONTROL AUTOMÁTICO. Benjamin Kuo. Prentice-Hall 1996.
- [12] SYSTEM IDENTIFICATION. THEORY FOR THE USER. Lennart Ljung. Prentice-Hall 1999.
- [13] REGRESIÓN Y CORRELACIÓN. M. Ruiz Marín. Universidad Politécnica de Cartagena 2010.
- [14] LABVIEW 6i. PROGRAMACIÓN GRÁFICA PARA EL CONTROL DE INSTRUMENTACIÓN. A. M. Lázaro. Paraninfo 2001.

Artículos

- [15] A. Rubio, M.G. Ortega, C. Vivas, F.R. Rubio. A multivariable approach to the control of an internal combustion engine. 7th Portuguese Conference on Automatic Control. 11-13, Septiembre, Lisboa, Portugal, 2006.
- [16] M. García-Sanz, J. Elso. Non-conservative QFT bounds for tracking error specifications. Int. J. Robust nonlinear control. DOI: 10.1002/rnc.1804. 2011.
- [17] Elbert Hendricks, Jim Benjamin Luther. Model and observer based control of internal combustion engines. Institute for Automation Technical University of Denmark (DTU) DK-2800 Kongens Lyngby, Denmark 2001.
- [18] Feng-Chi Hsieh, Bo-Chiuan Chen, Yuh-Yih Wu. Adaptive idle speed control for spark-ignition engines. National Taipei University of Technology, Taiwan. 2007-01-1197.

Otras fuentes

- [19] TESIS: ENGINE MODELING OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH TWIN INDEPENDENT CAM PHASING. J. Meyer. The Ohio State University 2007.
- [20] TESIS: APLICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE CONTROL EN LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. E. Retana Durán, C. Montes Solano, A. Rivera Alfaro. Universidad de Costa Rica 2005.
- [21] TESIS: SIMULACIÓN DINÁMICA DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. O. Guerrero Ferrusola. Universidad Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador 1988.
- [22] TESIS: DISEÑO DE UN CONTROLADOR AVANZADO BASADO EN REDES NEURONALES PARA LA GESTIÓN DE LA MEZCLA AIRE-GASOLINA EN UN MOTOR ALTERNATIVO. J. Nevot Cercós. Universidad Politécnica de Cataluña 1999.
- [23] PFC: SIMULACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN UN MCI ALIMENTADO CON HIDRÓGENO. I. Iriarte Labalde . Universidad Pública de Navarra 2007.
- [24] PFC: SIMULACIÓN CFD DE PROCESOS DE COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO. I. Idareta Erro. Universidad Pública de Navarra 2010.
- [25] PFC: SIMULACIÓN DEL PROCESO DE ADMISIÓN EN UN MCI ALIMENTADO CON HIDRÓGENO. M. Aldaz Unzu. Universidad Pública de Navarra 2007.
- [26] PFC: SISTEMA DE CONTROL, INYECCIÓN Y ENCENDIDO, PARA MOTORES TÉRMICOS Y ALTERNATIVOS DE CICLO OTTO BASADO EN PROGRAMACIÓN ABIERTA BAJO LABVIEW™. A. Pérez Rodríguez. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona 2007.

Pamplona, a 28 de Junio de 2013

Fdo. Carlos Folio Zabala



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

MODELADO, IDENTIFICACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO

**ANEXO I: DATOS EQUIPOS EXPERIMENTALES Y
CASOS PARTICULARES**

Carlos Folio Zabala

Tutores: Pedro M^a Diéguez Elizondo

Jorge Elso Torralba

Pamplona, Junio 2013

ÍNDICE

1.- DATOS DE LOS EQUIPOS EXPERIMENTALES	3
1.1.- Hoja de característicad MoTeC M400	3
1.2.- Esquema eléctrico MoTeC para gasolina	4
1.3.- Esquema eléctrico MoTeC para hidrógeno	5
1.4.- Hoja de características de los inyectores Quantum	6
1.5.- Hoja de características del sensor lambda	8
2.- CASOS PARTICULARES	10
2.1.- Diagrama de bloques del monitor creado con LabView	10

1.- DATOS DE LOS EQUIPOS EXPERIMENTALES

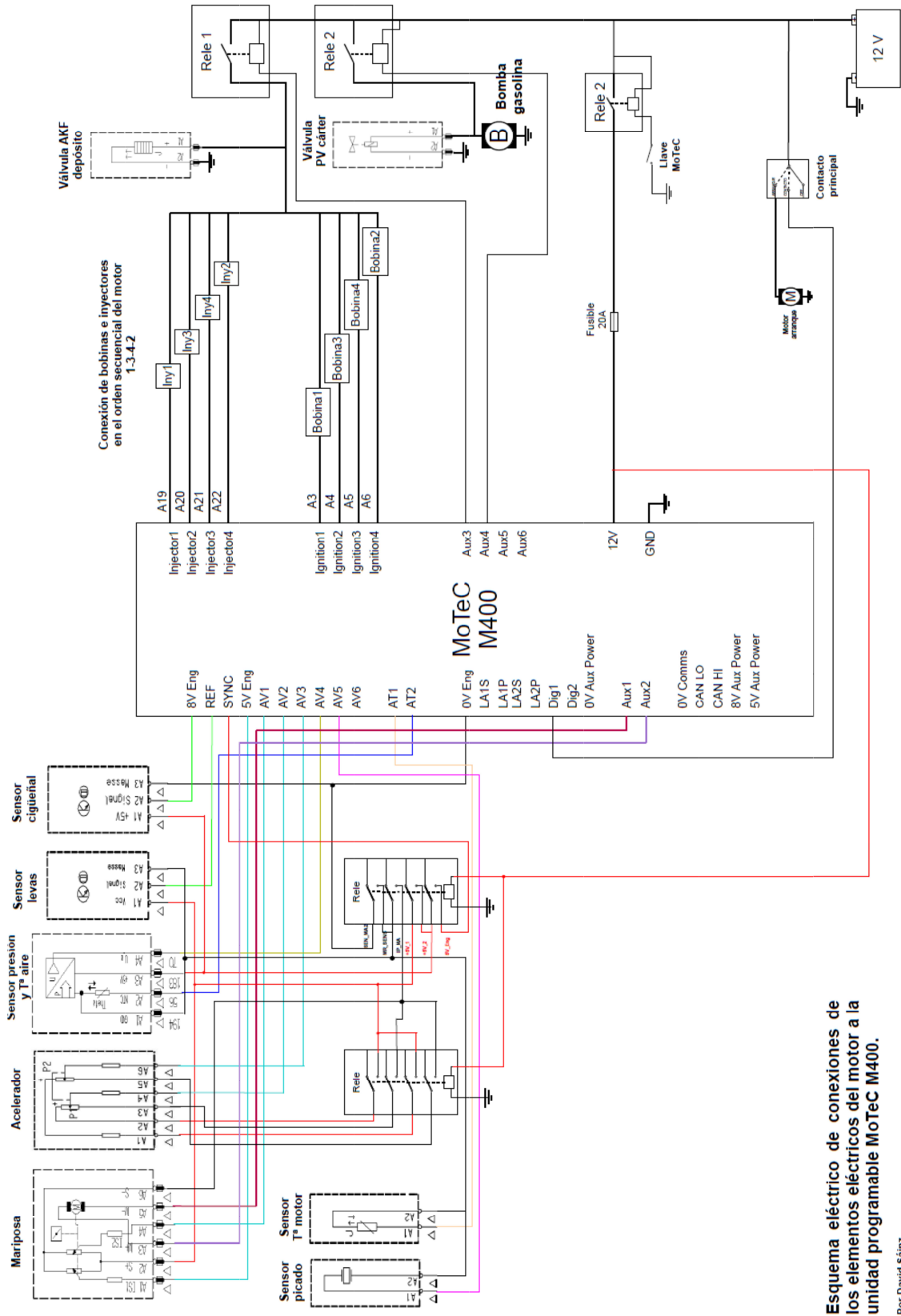
1.1.- Hoja de característicad MoTeC M400

MoTeC		M400 SYSTEM SPECIFICATIONS		MoTeC			
ENGINE MANAGEMENT SYSTEM		M400		ENGINE MANAGEMENT SYSTEM		M400	
GENERAL				STANDARD FEATURES			
Microprocessor - 3.3V 32 Bit with next generation time co-processor and 32MHz internal operation			✓	Narrow Band Lambda Control			✓
Quality Standard		ISO 9002		Wideband Lambda Control using external meter			✓
Manufacturing Standard - IPC-S-815-A Class 3 High Reliability		✓		Switched Cam Control			✓
Warranty Parts and Labour		2 year		Driver Warning Alarm and Shift Light Control			✓
Burn in -10 to 70 Deg C, 10 cycles in 32 hours		✓		Tacho Output			✓
ECU Control Software stored in updatable Flash memory		✓		Gear Detection			✓
High RFI Immunity		✓		Dual RPM Limit			✓
Low heat generation when using low ohm injectors		✓		Ground Speed Limiting			✓
Battery transient protection		✓		Nitrous Oxide Enrich / Retard			✓
Environmentally sealed electronics		✓		Air Conditioner Fan and Clutch Control			✓
Waterproof connector with gold plated contacts		✓		Over Run Fuel Cut			✓
Case Size (mm)		147 x 105 x 40		Programmable Sensor Calibrations			✓
Weight (kg)		0.500		RPM Limit, Hard or Soft cut, fuel and/or ignition			✓
PC Communications		CAN		Turbo Wastegate Control			✓
Logger and Display Communications		CAN and RS232		Intercooler Spray Bars			✓
Cylinders		1, 2, 3, 4 Sequential		Idle Speed Control (Pulse Width Modulated, Stepper, Drive by Wire)			✓
Engines 2 stroke, 4 stroke Rotary (2 Rotor)		✓		RPM / Load Dependent Valves			✓
Maximum RPM		> 20,000		Fuel Used Output			✓
OPERATING CONDITIONS				Fuel Pressure Control			✓
Internal Temperature Range (Deg C)		-10 ~ 85 Deg		Fuel Pump Relay Control			✓
Ambient Temperature (Deg C) (Depending on load and ventilation)		-10 ~ 70 Deg		Alternator Control			✓
Operating Voltage		6 ~ 22V DC		Thematic Fan Control			✓
Operating Current (ECU only)		0.5 A max.		Slip Warning Light			✓
Reverse Battery Protection		External Fuse		User Definable 3D Output Tables with selectable axis parameters			✓
COMPUTER SOFTWARE				OPTIONAL FEATURES (Necessary for some applications)			
Tuning, setup, diagnostic and utility software (Windows)		✓		Data Logging			Opt. 1
Computer Requirements		IBM PC with printer port, Win 95 to XP		Onboard Wideband Lambda Sensor Controller for NTK UEGO & Bosch LSU sensors			Opt. 2 (Single)
Built-in help system		✓		Traction Control and Launch Control (2, 3 or 4 wheel)			Opt. 3
Data Logging Analysis		Opt. 1		Gear Change Ignition Cut (Flat shifts)			Opt. 3
User definable screen layouts		✓		High/Low Injection (Staged Injection)			Opt. 3
INJECTION OUTPUTS				Overrun Boost Enhancement (Anti-lag)			Opt. 3*
Switchmode, high efficiency, low heat generation		✓		Continuously Variable Cam Control			Opt. 4
Type		Peak and hold		Drive by Wire Throttle			Opt. 5
Number		4		AUXILIARY OUTPUTS			
Injector Resistance		> 0.1 Ohm		Number of Auxiliary Outputs			8
User Programmable Current		0.5 ~ 6 Amp peak		All outputs are Pulse Width Modulated or Switched capable			✓
User Definable Battery Voltage Compensation		✓		4 Wire Stepper Motor capable			✓
FUEL CALIBRATION				Number of Outputs with High and Low Side drive			6
Accuracy		0.000002 sec		Auxiliary Outputs can be used for standard and optional functions as required			✓
RPM and Load Sites are user programmable		✓		TRIGGER SENSORS			
Main Table (3D) - RPM sites x Load sites		40 x 21		Directly Compatible with most OEM trigger systems including:			
End of Injection Primary and Secondary (3D) - RPM sites x Load sites		20 x 11		Hall, Magnetic and Optical types			
Individual Cylinder Trim		✓		Multi-tooth (e.g. Mazda and Toyota)			✓
Individual Cylinder Tables (3D) - RPM sites x Load sites		20 x 11		1 or 2 Missing Teeth (e.g. Porsche)			
Secondary Injector Balance Table (3D) - RPM sites x Load sites		20 x 11		Many other special types incl. Ford narrow tooth, Nissan optical, RX8 and more			
Auxiliary Compensations (any channel)		2		Digital Signal Processing with Advanced Diagnostics			✓
Adjustable MAP, Engine and Air Temperature, Fuel Pressure, Fuel Temperature and Gear Compensations		✓		SENSOR INPUTS			
Accel./Deccel. Clamp, Decay and Sensitivity		✓		Throttle Position, Manifold Pressure, Engine and Air Temperature			✓
Cold Start (user definable 3D table)		✓		Auxiliary Sensor Inputs			10
End of injection compensation (any channel)		1		Digital/Speed Inputs			4
Adjustable injector dead-time compensation		✓		AIR FUEL RATIO INPUTS			
IGNITION OUTPUTS				Narrow Band			✓
Number		4		Wideband using external meter			✓
Ignition Interface allows connection to most OEM Ignition systems		✓		Single onboard Wideband, fully temperature compensated using high speed, professional type NTK UEGO or Bosch LSU sensors			Opt. 2
IGNITION CALIBRATION				Range - Lambda			0.70 to 32.0
Accuracy		0.1 degree		Resolution - Lambda			0.001
RPM and Load Sites are user programmable		✓		Lambda inputs also usable as 0-5V analogue input			1
Main Table (3D) - RPM sites x Load sites		40 x 21		DATA LOGGING			
Individual Cylinder Trim		✓		Logging of all ECU parameters			Opt. 1
Individual Cylinder Tables (3D) - RPM sites x Load sites		20 x 11		Memory, Non-Volatile Flash			512k
Adjustable MAP, Engine and Air Temperature, Gear Compensations		✓		Individual Parameter and Rate Selection			✓
Auxiliary Compensations (any channel)		2		Logging Rate - samples per second			1 to 200
Gear Compensation		✓		Logging Time - 28 Parameters + Diagnostics at 5/sec			38 minutes
Accel. Adv. Clamp, Decay and Sensitivity		✓		Interpreter Software - Graphical Analysis			✓
Dwell Time - RPM x Battery Voltage		10 x 11		Maximum parameters logged			64
Odd Fire engine capability (any angle)		✓		Maximum logging throughput			10 kbytes/sec
Rotary Ignition Split		✓		DIAGNOSTICS			
BOOST CONTROL				Injectors Open Circuit, Short Circuit, Peak Current not reached			✓
Main Table (3D) - RPM Sites x User Defined Sites		20 x 11		Sensors Open and Short Circuit			✓
Engine, Air and Exhaust Temperature Compensation		✓		Ref/Sync noise warning and error diagnostics (noise, runt pulses and amplitude)			✓
Auxiliary Compensation (any channel)		1		Operating Errors: RPM Limit Exceeding, Injector Overduty, Over Boost, Low Battery, REF Error etc.			✓

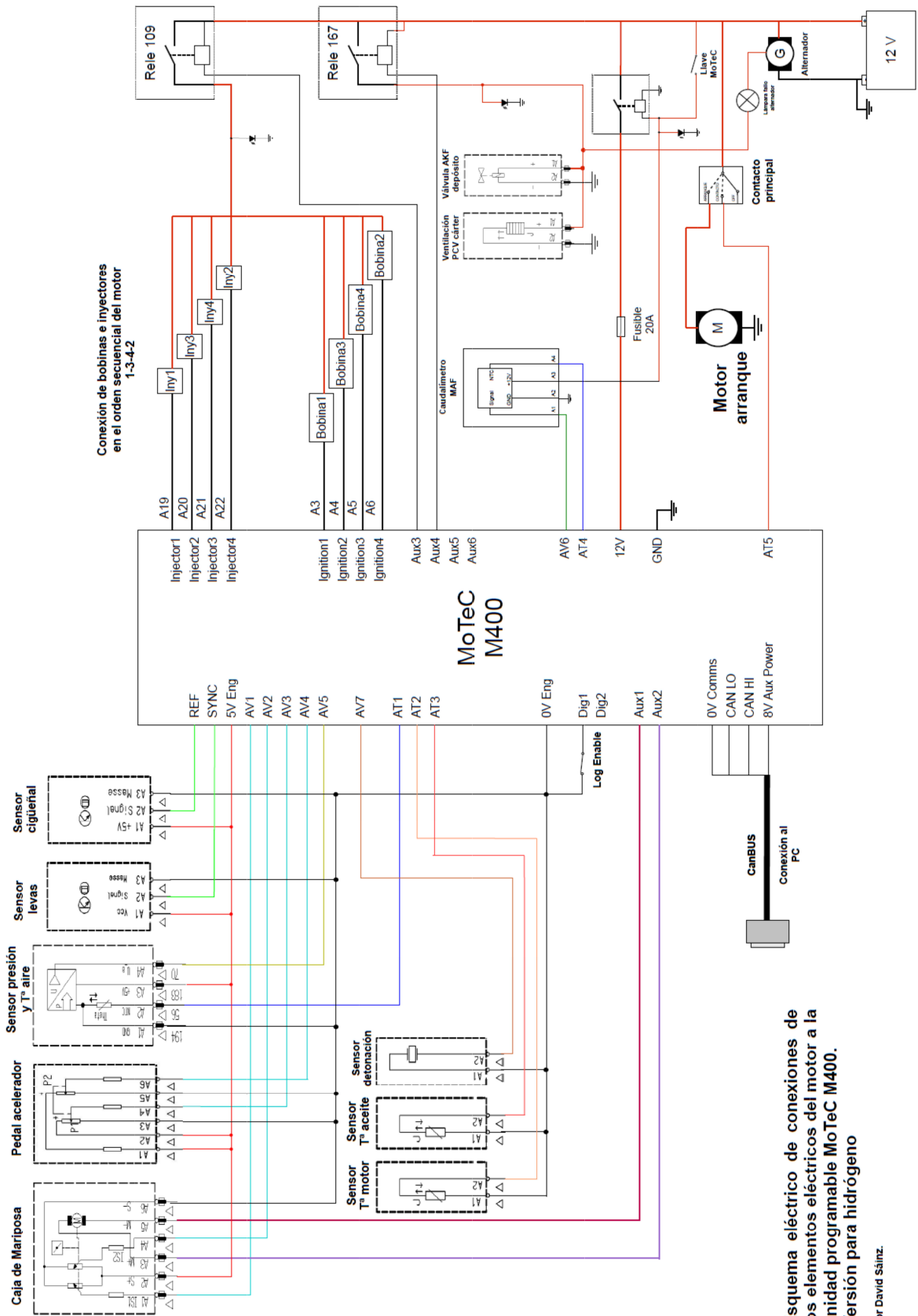
✓ Standard Opt.1: Logging Opt.2: Onboard Wideband Lambda - Single Opt.3: Advanced Functions Opt.4: Continuously Variable Cam Control Opt.5: Drive by Wire *Available as part of Advanced Functions or as a separate option.

Specifications are subject to change without notification. © MoTeC Pty Ltd 2004

1.2.- Esquema eléctrico MoTeC para gasolina



1.3.- Esquema eléctrico MoTeC para hidrógeno



1.4.- Hoja de características de los inyectores Quantum

GASEOUS FUEL
 INJECTOR



Fuel Storage
Fuel Metering
Electronic Controls
Systems Integration
Contract Services
Engineered Products
H₂ Refueling





At Quantum, we design and manufacture state-of-the-art fuel storage, fuel metering and electronic controls, and provide advanced systems integration services that bring concept to reality for the world's largest automotive and non-automotive original equipment manufacturers of fuel cell products and alternative fueled motor vehicles.

Specializing in internal combustion engine and fuel cell applications including:

- ▶ Automotive
- ▶ Truck
- ▶ Bus
- ▶ Industrial
- ▶ Marine
- ▶ Aerospace
- ▶ Defense
- ▶ Power Generation
- ▶ Hydrogen Refueling



The First
Injector to
Handle Your
Power & Flow
Requirements.

The Quantum gaseous fuel injector is a direct replacement injector designed to work with natural gas, propane and hydrogen in internal combustion engines and fuel cell applications.

Existing injector designs suffer from premature failure in dry gas applications, orifice contamination and insufficient flow capacity for today's applications. Quantum's multi-port gaseous fuel injector addresses these shortcomings. Furthermore, the Quantum gaseous fuel injector is the first automotive-type fuel injector capable of handling the high flow rate fuel delivery requirements of 300+ horsepower V8 engines.

A simple design to provide freedom from frictional wear and sticking allows for enhanced durability. Quantum's gaseous fuel injector is designed to achieve over 500 million cycles.

FEATURES

- ▶ Suitable for all port injection internal combustion engines and fuel cell applications.
- ▶ Unique disc valve design permits high gas flow and sustained durability.
- ▶ Fits typical port and fuel rail applications.
- ▶ Design is proven for high-volume manufacturing.
- ▶ Flexible design allows for low and high flow rates with minimal cost impact.
- ▶ Validated for use in typical automotive applications.
- ▶ Utilizes a standard electrical connector.
- ▶ Submitted for ECE-R110 approval for European applications.

DURABILITY
 RELIABILITY

QUANTUM
 TECHNOLOGIES

Download additional information at www.qtw.com or email us at info@qtw.com

PRODUCT VALIDATION

- ▶ Temperature
- ▶ Vibration
- ▶ Thermal shock
- ▶ Water intrusion
- ▶ External corrosion
- ▶ Internal corrosion
- ▶ Immunity to conducted transients
- ▶ Immunity to jumpstart voltages

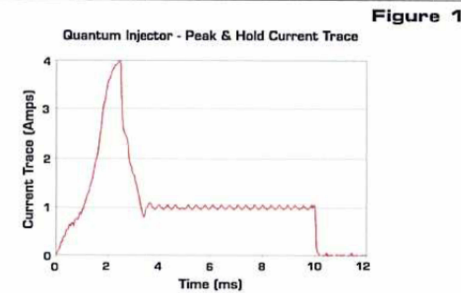
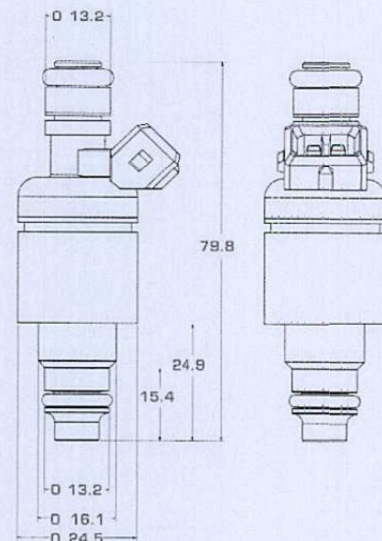
**GASEOUS FUEL
 INJECTOR**

ELECTRICAL INTERFACE

- Connector:**
 Injector mates with AMP™ connector
- Supply Voltage:**
 8-16 Volts typical
- Injector Coil Characteristics:**
- Resistance:**
 2.05 +/- 0.25 Ω at 20°C
 - Inductance:**
 3.98 +/- 0.3 mH at 1000 Hz typical
 - Drive Circuit:** Peak and Hold

The Quantum injector is a low impedance device requiring a peak and hold drive circuit. The characteristics are shown in Figure 1, where system voltage is supplied during the peak current time followed by a hold current for the remaining of the pulse.

Applying direct battery voltage to the injector during crank and the first ten seconds of run time helps make the injector performance less sensitive to fuel-born contaminants in gaseous fuel applications.



- ▶ **Length:** 79.8 mm
- ▶ **Diameter (Max):** 24.5 mm [excl. connector]
- ▶ **Flow Capacity (Static):**
 CNG: 2.0 g/s @ 276-310 kPa / 40-45-psi
 LPG: 2.0 g/s @ 117-138 kPa / 17-20-psi
- ▶ **Working Pressure:** 103-168 kPa / 15-70 psi
- ▶ **Durability:** >500 million cycles (tested on CNG)
- ▶ **Dynamic Range:** 12:1 typical

World Headquarters 17872 Cartwright Road Voice. (949) 399-4500
 Irvine, CA 92614 Facsimile. (949) 399-4600
 Web. www.qtw.com
 Email. info@qtw.com

1.5.- Hoja de características del sensor lambda



Lambda Sensor LSU 4.9

This sensor is designed to measure the oxygen content and λ -value of exhaust gases in automotive engines (gasoline or Diesel).

The wide band lambda sensor LSU 4.9 is a planar ZrO_2 dual cell limiting current sensor with integrated heater. Its monotonic output signal in the range of $\lambda = 0,65$ to air makes the LSU capable of being used as an universal sensor for $\lambda = 1$ measurement as well as for other λ ranges. The connector module contains a trimming resistor, which defines the characteristic of the sensor. The LSU operates only in combination with a special LSU-IC, used in most Bosch Motorsport ECUs and lambda control boxes (LT4).



Application	
Application	0,65 ... ∞
Fuel	Fuel/Diesel
Exhaust Gas Pressure	< 4 bar
Exhaust Gas Temperature Range (Operating)	< 930 °C
Exhaust Gas Temperature Range (Maximum)	< 1030 °C
Hexagon Temperature	< 600 °C
Cable and protective Sleeve Temperature	< 250 °C
Connector Temperature	< 140 °C
Storage Temperature Range	-40 ... 100 °C
Max. Vibration (stochastic peak level)	< 100 g

Mechanical Data	
Weight w/o Cable	120 g
Length	84 mm
Thread	M18 x 1,5
Wrench Size	22 mm
Tightening Torque	40 ... 60 Nm

Electrical Data	
Power Supply H+ Nominal	7,5 V
System Supply Voltage H+ (min)	10,8 V
Heater Power steady state	7,5 W
Heater Control Frequency	\geq 100 Hz
Nominal Resistance of Nerst Cell	300 Ohm
Max Current load for Nerst Cell	250 μ A

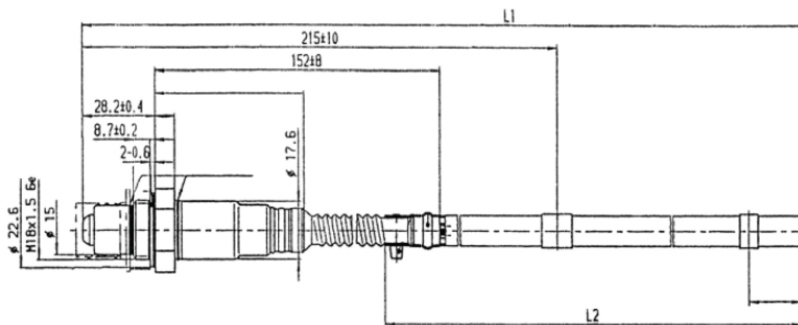
Connectors and Cables	
Connector	AS 6-07-35PN
Connector Loom	AS 6-07-35SN
Pin 1	Uh+
Pin 2	Uh-
Pin 3	APE
Pin 4	IPN
Pin 5	RE
Pin 6	R
Sleeve	Fiber Glas / Silicone coated
Cable Size	22
Cable Length L	30 ... 100 cm

Application Hint	
The LSU4.9 can be connected to all Bosch Motorsport ECUs (MS 4, MS 5, MS 15) and lambda control units like LT4.	
The lambda sensor should be installed at point which permits the measurement of a representative exhaust-gas mixture, which does not exceed the maximum permissible temperature.	
Install at a point where the gas is as hot as possible.	
Observe the maximum permissible temperature.	
As far as possible install the sensor vertically (cable upwards).	
The sensor is not to be fitted near to the exhaust pipe outlet, so that the influence of the outside air can be ruled out.	
The exhaust-gas passage opposite the sensor must be free of leaks in order to avoid the effects of leak-air.	
Protect the sensor against condensation water.	
The sensor is not to be painted, nor is wax to be applied or any other forms of treatment. Use only the recommended grease for lubricating the thread.	
Please find further application hints in the offer drawing (http://www.bosch-motorsport.com).	

Characteristic	
Signal Output	Ip meas / Ua (AWS)
Accuracy @ lambda = 1	1,016 +/- 0,007
Accuracy @ lambda = 0,8	0,80 +/- 0,01
Accuracy @ lambda = 1,7	1,70 +/- 0,05

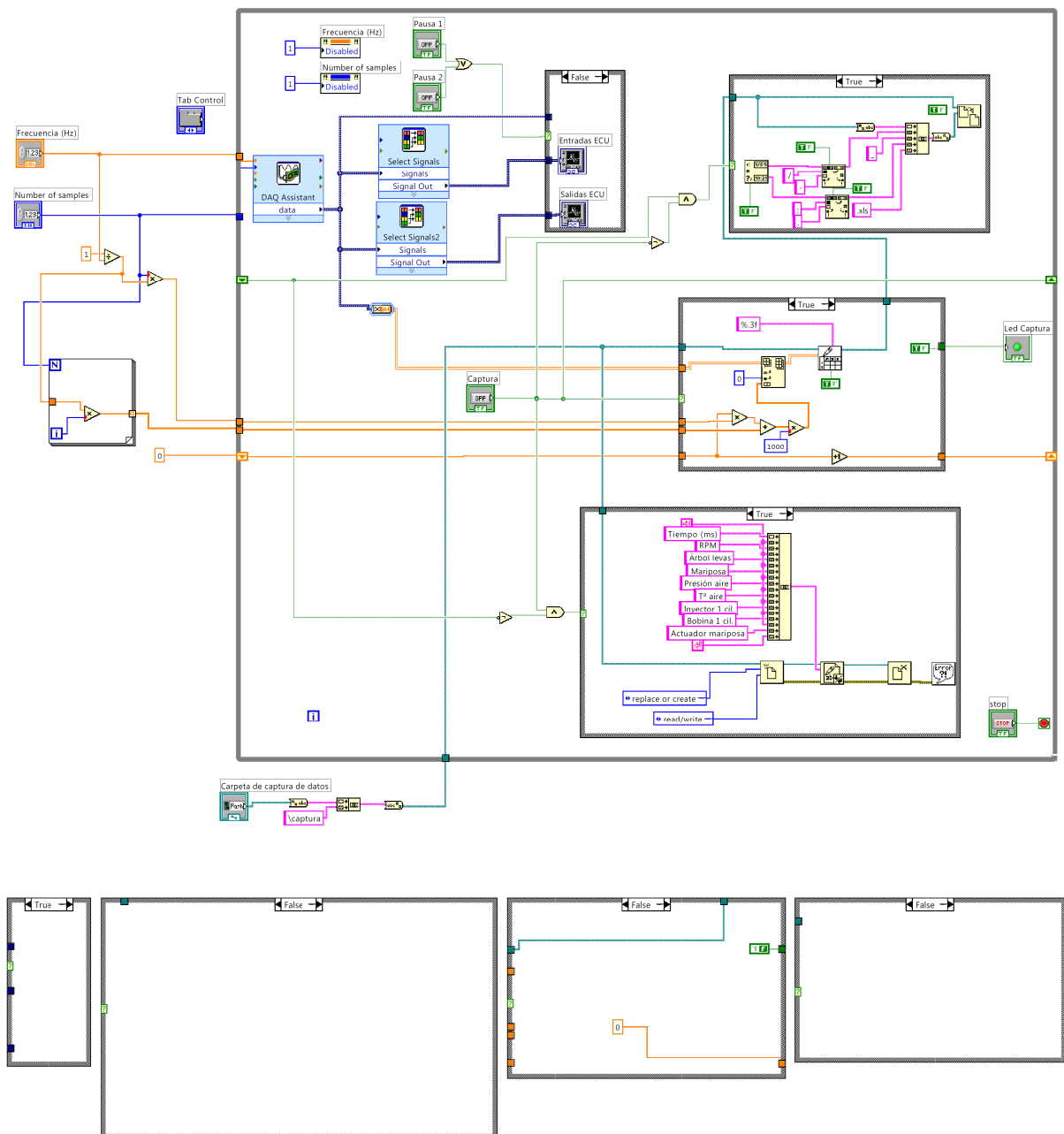
IP	UA [V]	Lambda
-1,243	0,192	0,750
-0,927	0,525	0,800
-0,800	0,658	0,822
-0,652	0,814	0,850
-0,405	1,074	0,900
-0,183	1,307	0,950
-0,106	1,388	0,970
-0,040	1,458	0,990
0,000	1,500	1,003
0,015	1,515	1,010
0,097	1,602	1,050
0,193	1,703	1,100
0,250	1,763	1,132
0,329	1,846	1,179
0,671	2,206	1,429
0,938	2,487	1,701
1,150	2,710	1,990
1,385	2,958	2,434
1,700	3,289	3,413
2,000	3,605	5,391
2,150	3,762	7,506
2,250	3,868	10,119

Part Number	
LSU 4.9	B 261 209 356



2.- CASOS PARTICULARES

2.1.- Diagrama de bloques del monitor creado con LabView





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

MODELADO, IDENTIFICACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO

ANEXO II: COMANDOS COMPUTACIONALES

Carlos Folio Zabala

Tutores: Pedro M^a Diéguez Elizondo

Jorge Elso Torralba

Pamplona, Junio 2013

ÍNDICE

1.-	Comandos identificación ensayos aislados	3
2.-	Comandos identificación ensayos conjuntos	6
3.-	Parámetros del simulador	8

1.- Comandos identificación ensayos aislados

```
clear all; clc; close all;
load data_global
plot(t,y,t,u2*1000,t,u1*500)

%%%%%%%% Modelo primer orden(para revoluciones) %%%%%%%%%

%%%Ensayos 1.X%%%
%tinit=4800; tfin=4827;      %Ensayo 1.1
%tinit=5540; tfin=5591;      %Ensayo 1.2
%tinit=5591; tfin=5651;      %Ensayo 1.3
%tinit=5651; tfin=5698;      %Ensayo 1.4
%tinit=5821; tfin=5853;      %Ensayo 1.5

Y=y(tinit:tfin)-y(tinit)
U1=u1(tinit:tfin)-u1(tinit)
U2=u2(tinit:tfin)-u2(tinit)
T=t(tinit:tfin)-t(tinit)
L=length(Y);
X=Y(2:L);
A=[Y(1:L-1) U1(1:L-1)];
est=inv(A'*A)*A'*X
Gd=tf(est(2),[1 -est(1)],1)
[yy,tt]=lsim(Gd,U1,T)
plot(T,Y,T,U1*500,tt,yy)
legend('Respuesta real(rpm)', 'Entrada(mariposa)x500', 'Respuesta
calculada(rpm)')
title('Ensayo 1.5 (respuesta 1er orden)')
xlabel('Tiempo(s)')
est
Gd
Gc=d2c(Gd)
R2=((est'*A'*X)-((L-1)*mean(X)^2))/((X'*X)-((L-1)*mean(X)^2))

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%Ensayos 2.X%%%
%tinit=4355; tfin=4442;      %Ensayo 2.1
%tinit=4442; tfin=4500;      %Ensayo 2.2
%tinit=3193; tfin=3213;      %Ensayo 2.3
%tinit=3213; tfin=3238;      %Ensayo 2.4
%tinit=4708; tfin=4800;      %Ensayo 2.5
%tinit=4859; tfin=4879;      %Ensayo 2.6

Y=y(tinit:tfin)-y(tinit)
U1=u1(tinit:tfin)-u1(tinit)
U2=u2(tinit:tfin)-u2(tinit)
T=t(tinit:tfin)-t(tinit)
plot(T,Y,T,U2*1000)
L=length(Y);
X=Y(2:L);
A=[Y(1:L-1) U2(1:L-1)];
est=inv(A'*A)*A'*X
Gd=tf(est(2),[1 -est(1)],1)
[yy,tt]=lsim(Gd,U2,T)
plot(T,Y,T,U2*1000,tt,yy)
legend('Respuesta real(rpm)', 'Entrada(ti)x1000', 'Respuesta
calculada(rpm)')
```

```

title('Ensayos 2.X (respuesta 1er orden)')
xlabel('Tiempo(s)')
est
Gd
Gc=d2c(Gd)
R2=((est'*A'*X)-((L-1)*mean(X)^2))/((X'*X)-((L-1)*mean(X)^2))

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%Ensayos 2.X%%%

Y=y2(tinit:tfin)-y2(tinit)
U1=u1(tinit:tfin)-u1(tinit)
U2=u2(tinit:tfin)-u2(tinit)
T=t(tinit:tfin)-t(tinit)
plot(T,Y,T,U1)
L=length(Y);
X=Y(2:L);
A=[Y(1:L-1) U2(1:L-1)];
est=inv(A'*A)*A'*X
Gd=tf(est(2),[1 -est(1)],1)
[yy,tt]=lsim(Gd,U2,T)
plot(T,Y,T,U2,tt,yy)
legend('Respuesta real(rpm)', 'Entrada(ti)', 'Respuesta calculada(rpm)')
title('Ensayos 2.X (respuesta 1er orden para lambda)')
xlabel('Tiempo(s)')
Gc=d2c(Gd)
R2=((est'*A'*X)-((L-1)*mean(X)^2))/((X'*X)-((L-1)*mean(X)^2))

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%Ensayos 1.X%%%

L=length(Y);
X=Y(3:L);
A=[Y(2:L-1) Y(1:L-2) U1(2:L-1) U1(1:L-2)];
est=inv(A'*A)*A'*X
Gd=tf([est(3) est(4)],[1 -est(1) -est(2)],1)
[yy,tt]=lsim(Gd,U1,T)

%%%Ensayos 2.X%%%

X=Y(3:L);
A=[Y(2:L-1) Y(1:L-2) U2(2:L-1) U2(1:L-2)];
est=inv(A'*A)*A'*X
Gd=tf([est(3) est(4)],[1 -est(1) -est(2)],1)
[yy,tt]=lsim(Gd,U2,T)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%Ensayos 1.X%%%

X=Y(3:L);
A=[Y(2:L-1) Y(1:L-2) U1(2:L-1) U1(1:L-2)];
est=inv(A'*A)*A'*X
Gd=tf([est(3) est(4)],[1 -est(1) -est(2)],1)
[yy,tt]=lsim(Gd,U1,T)

```

%%%Ensayos 2.X%%%

```
X=Y(3:L);  
A=[Y(2:L-1) Y(1:L-2) U2(2:L-1) U2(1:L-2)];  
est=inv(A'*A)*A'*X  
Gd=tf([est(3) est(4)],[1 -est(1) -est(2)],1)  
[yy,tt]=lsim(Gd,U2,T)
```

%%%%%%%%%% Modelo segundo orden con cero(para la presión)%%%%%%%%%%

%%%Ensayos 1.X%%%

```
X=Y(3:L);  
A=[Y(2:L-1) Y(1:L-2) U1(2:L-1) U1(1:L-2)];  
est=inv(A'*A)*A'*X  
Gd=tf([est(3) est(4)],[1 -est(1) -est(2)],1)  
[yy,tt]=lsim(Gd,U1,T)
```

%%%Ensayos 2.X%%%

```
X=Y(3:L);  
A=[Y(2:L-1) Y(1:L-2) U2(2:L-1) U2(1:L-2)];  
est=inv(A'*A)*A'*X  
Gd=tf([est(3) est(4)],[1 -est(1) -est(2)],1)  
[yy,tt]=lsim(Gd,U2,T)
```

2.- Comandos identificación ensayos conjuntos

```

clear all; clc; close all;
load data_global_conjunta
plot(t,y,t,y2*1000,t,u1*500,t,u2*1000)

%%% Ensayos aceptables %%%

% tinit=3390; tfin=3490; %Ensayo conjunto 1%
% tinit=3760; tfin=4070; %Ensayo conjunto 2%
% tinit=4080; tfin=4380; %Ensayo conjunto 3%
% tinit=4180; tfin=4420; %Ensayo conjunto 4%
% tinit=4580; tfin=4720; %Ensayo conjunto 5%
% tinit=4804; tfin=5042; %Ensayo conjunto 6%

close all; figure; hold on;
Y1=y(tinit:tfin)-y(tinit)
Y2=y2(tinit:tfin)-y2(tinit)
Y3=y3(tinit:tfin)-y3(tinit)
U1=u1(tinit:tfin)-u1(tinit)
U2=u2(tinit:tfin)-u2(tinit)
T=t(tinit:tfin)-t(tinit)
plot(T,Y1/1000,T,Y2,T,U1,T,U2)
L=length(Y2);

%Para identificar rpm:
X1=Y1(3:L);
A1=[Y1(2:L-1) Y1(1:L-2) U1(2:L-1) U1(1:L-2) U2(2:L-1) U2(1:L-2)];
est1=inv(A1'*A1)*A1'*X1
a1=est1(1); a0=est1(2); b1=est1(3); b0=est1(4); c1=est1(5); c0=est1(6);

Gd1=tf([b1 b0],[1 -a1 -a0],1);
Gd2=tf([c1 c0],[1 -a1 -a0],1);
Gd=Gd1+Gd2;
[rpm1,tt1]=lsim(Gd1,U1,T);
[rpm2,tt1]=lsim(Gd2,U2,T);
Gc1=d2c(Gd1);
Gc2=d2c(Gd2);

%Para identificar lambda:
X2=Y2(3:L);
A2=[Y2(2:L-1) Y2(1:L-2) U1(2:L-1) U1(1:L-2) U2(2:L-1) U2(1:L-2)];
est2=inv(A2'*A2)*A2'*X2
d1=est2(1); d0=est2(2); e1=est2(3); e0=est2(4); f1=est2(5); f0=est2(6);

Gd3=tf([e1 e0],[1 -d1 -d0],1);
Gd4=tf([f1 f0],[1 -d1 -d0],1);

[lambda1,tt1]=lsim(Gd3,U1,T);
[lambda2,tt1]=lsim(Gd4,U2,T);
Gc3=d2c(Gd3);
Gc4=d2c(Gd4);

%Para identificar MAP:
X3=Y3(3:L);
A3=[Y3(2:L-1) Y3(1:L-2) U1(2:L-1) U1(1:L-2) U2(2:L-1) U2(1:L-2)];
est3=inv(A3'*A3)*A3'*X3
g1=est3(1); g0=est3(2); h1=est3(3); h0=est3(4); i1=est3(5); i0=est3(6);

```

```
Gd5=tf([h1 h0],[1 -g1 -g0],1);
Gd6=tf([i1 i0],[1 -g1 -g0],1);
[MAP1,tt1]=lsim(Gd5,U1,T);
[MAP2,tt1]=lsim(Gd6,U2,T);
Gc5=d2c(Gd5);
Gc6=d2c(Gd6);

% Simulación
close all; figure; hold on;
clear tt;clear rpm; clear lambda;clear MAP;
plot(T,Y1/1000,'color','b')
plot(T,Y2,'color',[0 0.5 0])
plot(T,Y3/10,'color',[1 0 1])
plot(T,U1,'color',[0 0.5 0])
plot(T,U2,'color',[1 0 0])
tt(1)=0; tt(2)=1;
rpm(1)=0; rpm(2)=0;
lambda(1)=0; lambda(2)=0;
MAP(1)=0; MAP(2)=0;
for k=3:L
    rpm(k)=a1*rpm(k-1)+a0*rpm(k-2)+b1*U1(k-1)+b0*U1(k-2)+c1*U2(k-1)+c0*U2(k-2);
    lambda(k)=d1*lambda(k-1)+d0*lambda(k-2)+e1*U1(k-1)+e0*U1(k-2)+f1*U2(k-1)+f0*U2(k-2);
    MAP(k)=g1*MAP(k-1)+g0*MAP(k-2)+h1*U1(k-1)+h0*U1(k-2)+i1*U2(k-1)+i0*U2(k-2);
    tt(k)=k-1;
end
plot(tt,rpm/1000,'--','color','b')
plot(tt,lambda,'--','color',[0 0.5 0])
plot(tt,MAP/10,'--','color',[1 0 1])
legenda('Respuesta
real(MAP)/10','Entrada(mariposa)','Entrada(ti)','Respuesta
calculada(MAP)/10')
title('Ensayo conjunto X (Respuesta MAP)')
xlabel('Tiempo(s)')
```

3.- Parámetros del simulador

```

R=287.053
V=0.003075 % en m^3 no en litros
T=316
t0iny=0.9077 %y=0.6544x-0.594
Kiny=0.6544 %y=0.6544x-0.594
I=0.33212 % en kg m^2
Mc=0.1
Patm=94000 %tomo 0.94 bar
Dmar=0.052
Pi=3.141592654
Vc=0.00014632
Vd=0.00139
Pesc=Patm
k=1.4
Hl=120011000
V1_coef_des=[0,2,3,4,5,6,7,8,9,10]
V2_coef_des=[0,780,1000,1200,1500,1800,2200,2500,3000,5000]
Tabla_coef_des=reshape([0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0.002088,0.003774,0.005608
,0.007779,0.009861,0.01204,0.01345,0.01527,0.01732,0,0.0021,0.004063,0.0
06278,0.00808,0.01086,0.01272,0.01489,0.01717,0.018926,0,0.002109,0.0041
,0.006349,0.009233,0.01143,0.013,0.01493,0.01726,0.02049,0,0.002168,0.00
4245,0.0065,0.009134,0.01163,0.01431,0.01631,0.01838,0.02072,0,0.0023,0.
004312,0.0069,0.01027,0.01176,0.01481,0.01737,0.01878,0.02182,0,0.0027,0
.0047,0.0077,0.011,0.01271,0.01559,0.01784,0.02036,0.02275,0,0.0031,0.00
52,0.0085,0.01167,0.01345,0.01564,0.018,0.02196,0.02334,0,0.0033,0.0053,
0.0087,0.01205,0.01437,0.01633,0.01831,0.02218,0.0244,0,0.0039,0.0064,0.
0099,0.01332,0.01587,0.01798,0.02016,0.02395,0.02786],10,10)

V1_rend_vol=[25,30,35,40,45,50,55,60,65,70,75,80,85,90]
V2_rend_vol=[0,780,1000,1200,1500,1800,2200,2500,3000,5000]
Tabla_rend_vol=reshape([0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0.2532,0.3021,0.346,
0.385,0.42,0.445,0.4684,0.495,0.5198,0.51,0.505,0.5167,0.5422,0.552,0.34
35,0.3874,0.4261,0.4506,0.4739,0.4908,0.507,0.527,0.5527,0.556,0.567,0.5
821,0.567,0.561,0.462,0.497,0.5234,0.536,0.541,0.554,0.567,0.574,0.577,0
.5683,0.5784,0.5932,0.5912,0.586,0.6892,0.663,0.6518,0.6349,0.6267,0.635
1,0.6482,0.637,0.6252,0.6418,0.6323,0.625,0.6023,0.5943,0.6898,0.6643,0.
6174,0.627,0.6317,0.6342,0.6169,0.625,0.6256,0.6186,0.6167,0.6124,0.612,
0.6156,0.713,0.7085,0.716,0.7054,0.6998,0.6962,0.697,0.6821,0.6672,0.660
1,0.6467,0.6423,0.6371,0.6256,0.7642,0.7758,0.7323,0.7378,0.7421,0.7052,
0.6993,0.6875,0.6704,0.6645,0.6512,0.6483,0.6407,0.631,0.7434,0.7854,0.7
381,0.7593,0.7416,0.726,0.7161,0.7029,0.6853,0.6827,0.6764,0.653,0.6346,
0.6134,0.6143,0.6434,0.634,0.6178,0.592,0.5867,0.577,0.567,0.5532,0.5501
,0.557,0.5297,0.5197,0.5163],14,10)

V1_rend_indic=[0,3,4,5,7,10]
V2_rend_indic=[0,780,1000,1200,1500,1800,2200,2500,3000,5000]
V3_rend_indic=[0.5,1.8,2.1,3]

Tabla_rend_indic(:, :, 1)=reshape([0.2843,0.3762,0.392,0.404,0.408,0.4123,
0.278,0.374,0.3863,0.3962,0.3987,0.401,0.1352,0.2621,0.3107,0.3531,0.396
7,0.408,0.0932,0.2054,0.249,0.2755,0.327,0.3768,0.0853,0.1852,0.2289,0.2
656,0.3167,0.3634,0.0634,0.1599,0.2056,0.2458,0.306,0.3716,0.0593,0.1389
,0.1792,0.2287,0.2856,0.3598,0.0532,0.1155,0.172,0.2133,0.2779,0.3515,0.
054,0.1367,0.174,0.1864,0.2478,0.3179,0.0324,0.097,0.135,0.159,0.1865,0.
2287],6,10)

```



```
Tabla_rend_indic(:, :, 2)=reshape([0.291,0.3862,0.4092,0.4163,0.4189,0.423  
,0.261,0.3774,0.3967,0.4062,0.4087,0.4121,0.1352,0.2621,0.3107,0.3531,0.  
3967,0.418,0.0832,0.1967,0.2389,0.26655,0.317,0.3668,0.0756,0.1753,0.218  
9,0.2558,0.3067,0.3534,0.0564,0.1542,0.1956,0.2378,0.2956,0.3616,0.063,0  
.1489,0.1792,0.2187,0.2756,0.3498,0.0532,0.125,0.1632,0.2001,0.2679,0.33  
15,0.054,0.124,0.164,0.1864,0.2378,0.2979,0.0324,0.093,0.125,0.1489,0.17  
3,0.2187],6,10)
```

```
Tabla_rend_indic(:, :, 3)=reshape([0.2332,0.4021,0.4532,0.4937,0.5003,0.51  
13,0.2174,0.3973,0.4439,0.4848,0.4965,0.5082,0.1632,0.2678,0.3163,0.3523  
,0.3743,0.3914,0.1382,0.257,0.3096,0.368,0.3778,0.38907,0.118,0.2256,0.2  
734,0.30799,0.3267,0.34688,0.077,0.154,0.2045,0.24012,0.3225,0.38,0.0638  
,0.1396,0.1898,0.2256,0.2954,0.3261,0.0589,0.1223,0.1715,0.2009,0.273,0.  
2816,0.048,0.1138,0.1687,0.1994,0.2587,0.26599,0.0478,0.1013,0.1497,0.17  
34,0.2367,0.2406],6,10)
```

```
Tabla_rend_indic(:, :, 4)=reshape([0.1041,0.2831,0.3612,0.4278,0.4567,0.48  
543,0.095,0.2798,0.35315,0.4271,0.4458,0.4792,0.0765,0.217,0.2756,0.347,  
0.3666,0.3813,0.0701,0.185,0.2579,0.2821,0.3273,0.3721,0.052,0.1156,0.18  
4,0.2267,0.2674,0.3513,0.049,0.1024,0.1717,0.2002,0.2512,0.3397,0.037,0.  
0968,0.154,0.1893,0.2256,0.2845,0.029,0.072,0.106,0.1576,0.1798,0.18836,  
0.027,0.0632,0.0932,0.1098,0.131,0.159,0.013,0.0356,0.0548,0.0745,0.0934  
,0.1168],6,10)
```



**Escuela Técnica Superior de Ingenieros
Industriales y de Telecomunicación**



MODELADO, IDENTIFICACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN DE HIDRÓGENO

Carlos Folio Zabala

**Tutores: Pedro M^a Diéguez Elizondo
Jorge Elso Torralba**

Pamplona, Junio 2013

ÍNDICE

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de
parámetros

Identificación de la
dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

1. INTRODUCCIÓN
2. MODELADO
3. LINEALIZACIÓN
4. IDENTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DE PARÁMETROS
5. IDENTIFICACIÓN EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA
6. SIMULACIÓN DEL SISTEMA
7. CONCLUSIONES
8. FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

OBJETIVOS DEL PROYECTO

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de
parámetros

Identificación de la
dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

- **Objetivo:**
 - Modelo dinámico del motor
- **Acciones a realizar:**
 - Captura y monitorización de las señales de la ECU
 - Modelado teórico del motor
 - Identificación experimental de los parámetros del modelo
 - Obtención de un modelo experimental mediante técnicas de identificación
 - Creación de un simulador mediante Simulink

EL HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

• Propiedades generales

Peso Molecular	2.016 g/mol
Densidad en CN	0.0899 kg/m ³
Punto de ebullición	20.3 K
Factor de compresibilidad	1.001
Viscosidad del gas en CN	8.65 x 10 ⁻⁵ g/cm·s
Coefficiente de difusión en CN	0.61 cm ² /s

- ✓ Muy baja densidad
- ✓ Punto de ebullición muy bajo
- ✓ Coeficiente de difusión elevado
- ✓ Gas no tóxico

• Propiedades como combustible

Temperatura de llama	2318 K
Temperatura de auto-ignición	858 K
Mínima energía para la ignición	0.02 mJ
Poder calorífico inferior	120.011 kJ/g
Poder calorífico superior	141.835 kJ/g
Límites de inflamabilidad en el aire	4.1 – 75 (vol. %)
Límites de detonabilidad en el aire	18.3 – 59 (vol. %)
Flujo de calor emitido	1.53 x 10 ⁻² kJ/cm ² ·s
Velocidad de combustión en CN	265 – 325 cm/s
Velocidad de detonación	1.48 – 2.15 km/s
Sobrepresión de la detonación	1470 kPa

- ✓ Alta temperatura de llama
- ✓ Baja temperatura de auto-ignición
- ✓ Poder calorífico muy alto
- ✓ Gran rango de inflamabilidad
- ✓ Alta velocidad de combustión

• Ventajas y desventajas

- ✓ Disponibilidad ilimitada
- ✓ Reducción de emisiones
- × Autoencendido
- × Dificultad de almacenamiento

Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

MOTOR DE GASOLINA ADAPTADO AL HIDRÓGENO

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

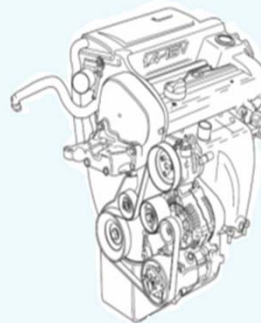
Futuras líneas

- **Adaptación motor Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW al hidrógeno**

Ficha técnica Volkswagen 1.4, 16V, 59 kW	
Combustible	Gasolina
Potencia máxima CV-kW/rpm	80 - 59 / 5000
Par máximo Nm/rpm	126 / 3850
Situación del motor	Delantero transversal
Número de cilindros	4 en línea
Material del bloque / culata	Aluminio / Aluminio
Diámetro x carrera (mm)	76,5 x 75,6
Cilindrada (cm ³)	1390
Relación de compresión	10,5
Distribución	4 válvulas por cilindro. Doble árbol de levas en cabeza
Alimentación	Inyección electrónica indirecta multipunto

- **MoTeC M400 y deficiencias**

- Nuevos mapas de inyección y encendido: funcionamiento con hidrógeno aceptable
- Naturaleza cerrada de la ECU: no permite grandes modificaciones
- Necesidad de alternativa: control en tiempo real y lazo abierto
- Paso previo al control: creación modelo dinámico del sistema
- Estudio centrado en el ralentí



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

CAPTURA Y MONITORIZACIÓN DE DATOS

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

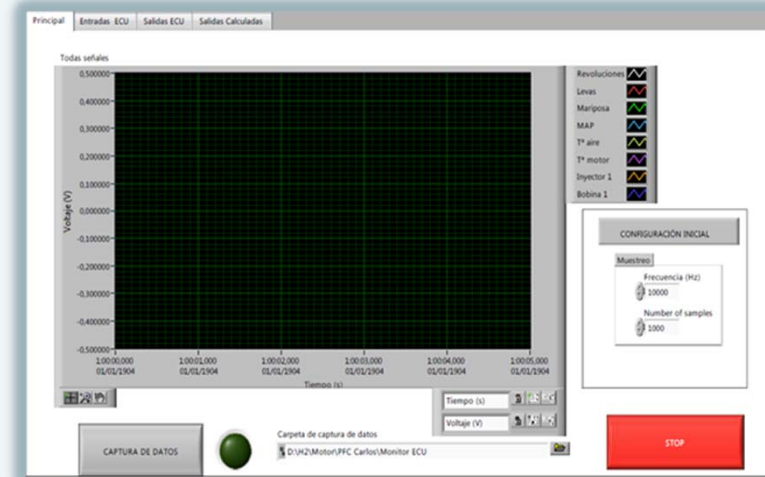
Identificación de la dinámica

Simulación

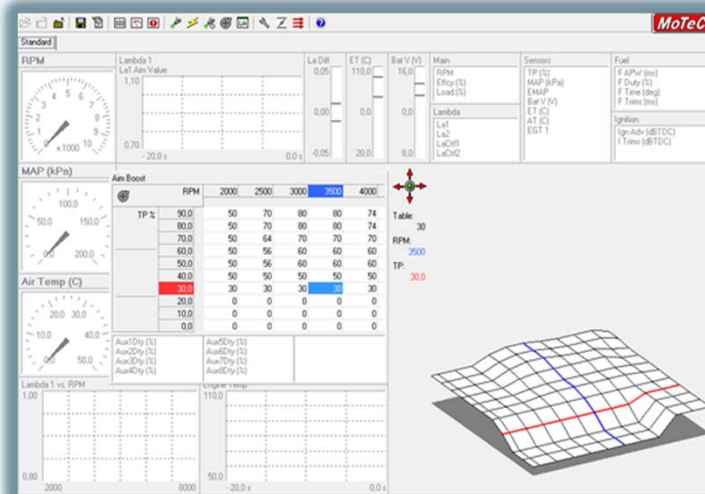
Conclusiones

Futuras líneas

- Programa creado con LabVIEW™
 - Tarjeta NI-DAQ de 3 módulos
 - Monitorización y captura
 - Desestimada su utilización
 - Importante para implementación



- Software de MoTeC M400



- Permite control de parámetros
- Posibilidad de modificación de mapas
- Monitorización y captura
- Numerosas técnicas de análisis
- Sencilla manipulación

MODELADO DEL SUBSISTEMA DE ADMISIÓN

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

• Ecuación del balance de masa en el colector

$$\frac{dp(t)}{dt} = \frac{R T(t)}{V} [\dot{m}_\alpha(t) - \dot{m}_\beta(t)]$$

➤ Flujo de aire entrante al colector , $\dot{m}_\alpha(t)$:

$$\dot{m}_\alpha(\alpha, \Phi) = \dot{m}_\alpha^{max} C_d f(\alpha) f(\Phi)$$

- Flujo máximo de aire:

$$\dot{m}_\alpha^{max} = \frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{p_{in}(t)}{\sqrt{R T(t)}}$$

- Coeficiente de sección:

$$f(\alpha) = \left(1 - \frac{\cos(\alpha(t))}{\cos(\alpha_0)} \right)$$

- Coeficiente de presiones. Saint-Venant:

$$f(\Phi) = f\left(\frac{p(t)}{p_{atm}(t)}\right) = \begin{cases} \sqrt{2 \Phi (1 - \Phi)} & 0,5 \leq \Phi \leq 1 \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \Phi < 0,5 \end{cases}$$

➤ Flujo de aire saliente del colector , $\dot{m}_\beta(t)$:

$$\dot{m}_\beta(t) = \frac{p(t)}{R T(t)} V_D \frac{\omega_e(t)}{4\pi} \eta_v(p, \omega_e) - \dot{m}_{H_2}(t)$$

- Flujo de combustible:

$$\dot{m}_{H_2}(t) = 3,183 \cdot 10^{-7} m_{H_2}(t) \omega_e(t)$$

donde

$$m_{H_2}(t) = K_{iny} (t_i(t) - t_{oiny})$$

- Rendimiento volumétrico de la mezcla:

$$\eta_v(p, \omega_e) = \eta_{vp}(p) \eta_{vw}(\omega_e)$$

donde

$$\eta_{vp}(p) = \frac{V_c + V_D}{V_D} - \left(\frac{p_{esc}}{p(t)} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{V_c}{V_D}$$

$$\eta_{vw}(\omega_e) = k_0 + k_1 \omega_e(t) + k_2 \omega_e(t)^2$$

MODELADO DEL SUBSISTEMA MECÁNICO

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

- Ecuación de la dinámica del motor

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_e - M_r}{J} \quad (1)$$

- Par motor o par efectivo:

$$M_e = \frac{p_m}{v} \quad (2)$$

- Par indicado:

$$M_i = \frac{p_m}{v} \quad (3)$$

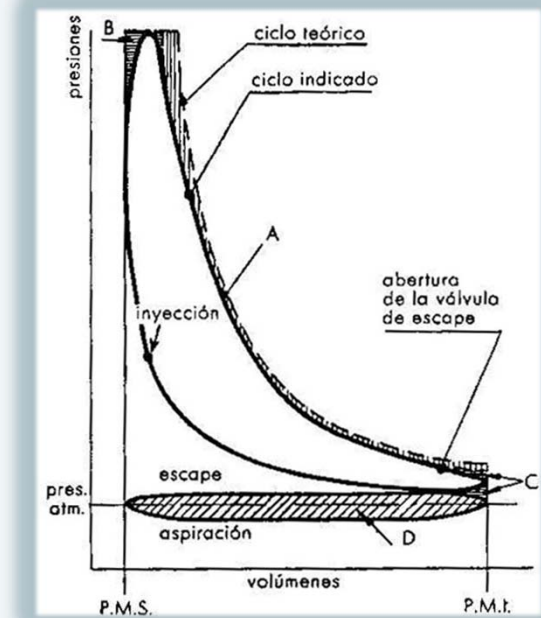
- Par de pérdidas mecánicas:

$$M_r = M_i - M_e \quad (4)$$

donde

$$M_i = \frac{p_m}{v} \quad (5)$$

$$M_e = \frac{p_m}{v} \quad (6)$$



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

LINEALIZACIÓN DEL SISTEMA Y DIAGRAMA DE BLOQUES

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

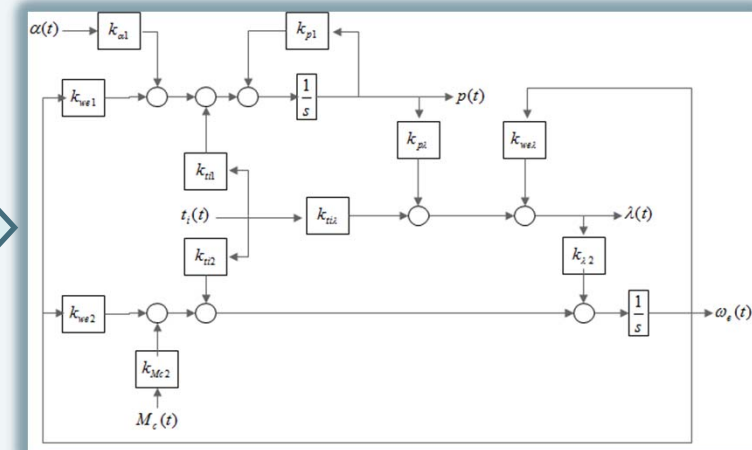
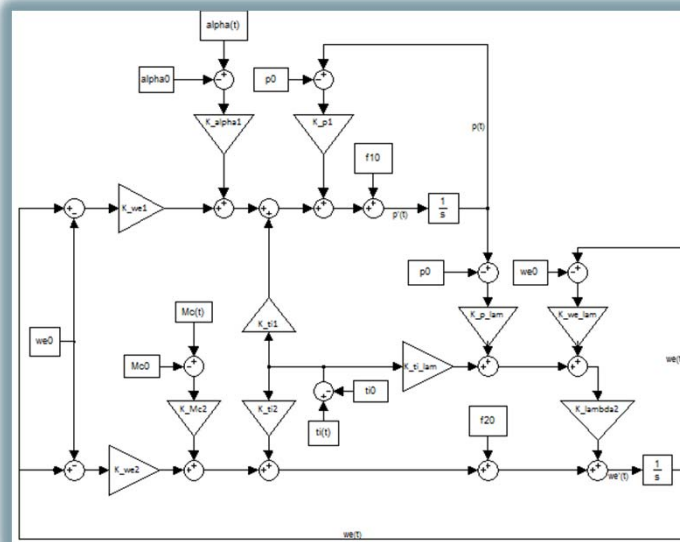
Conclusiones

Futuras líneas

- **Expansión en series de Taylor**

$$\begin{pmatrix} \dot{p}(t) \\ \dot{\omega}_r(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{p1} \\ k_{p2} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{p11} & k_{p12} \\ k_{p21} & k_{p22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p(t) \\ \omega_r(t) \end{pmatrix}$$

- **Diagrama de bloques**



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

REDUCCIÓN DEL DIAGRAMA DE BLOQUES

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

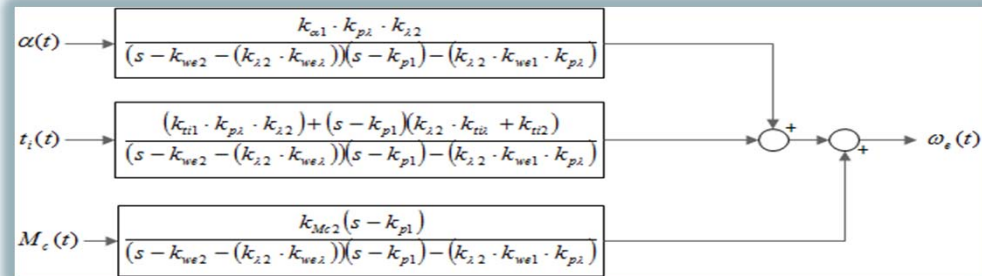
Identificación de la dinámica

Simulación

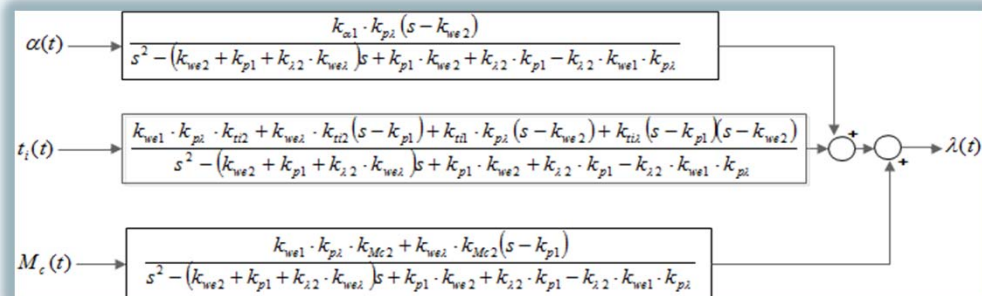
Conclusiones

Futuras líneas

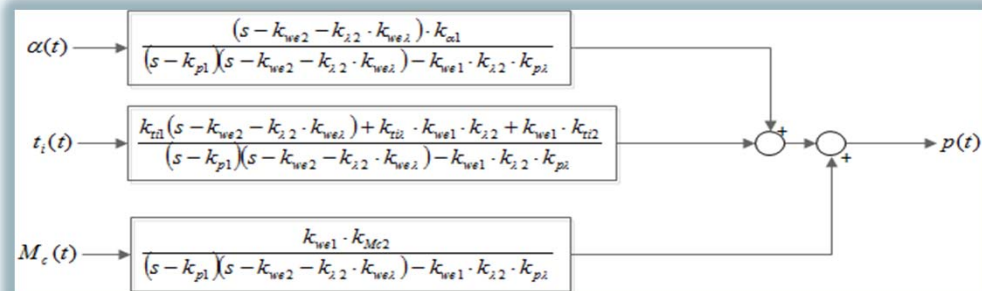
- Reducción para $\omega_e(t)$:



- Reducción para $\lambda(t)$:



- Reducción para $p(t)$:



PARÁMETROS DEL INYECTOR E INERCIA

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

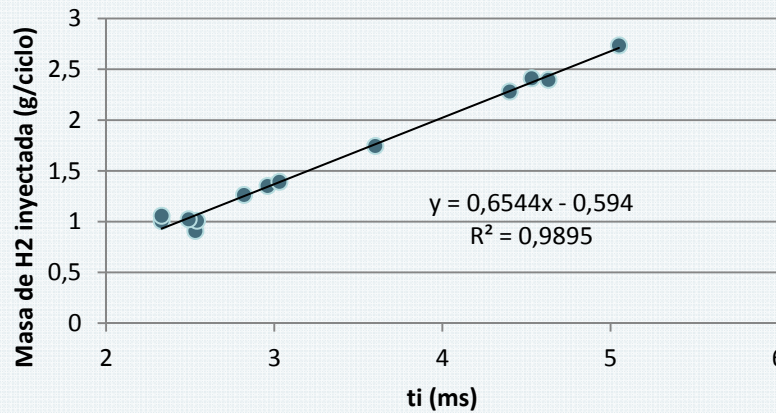
Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

• Parámetros del inyector

Relación entre la masa H2 inyectada y t_i



$$K_{iny} = 0,6544$$

$$t_{0iny} = 0,9077$$

• Inercia

➤ Método Morse (2000 rpm)

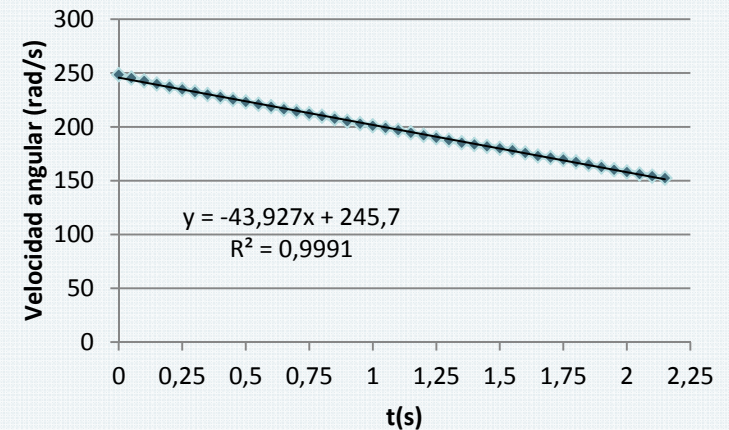
$$\sum_1^4 N_e^i = 3(N_{e1} + N_{e2} + N_{e3} + N_{e4}) - \sum_1^4 N_{pm}$$

$$M_{pm} = 14,589 \text{ Nm}$$

➤ Método de deceleración libre

$$M_{pm} = I\alpha \quad \Rightarrow \quad I = 0,33212 \text{ kg m}^2$$

Velocidad angular en deceleración libre



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

PÉRDIDAS MECÁNICAS Y VOLUMEN DEL COLECTOR

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

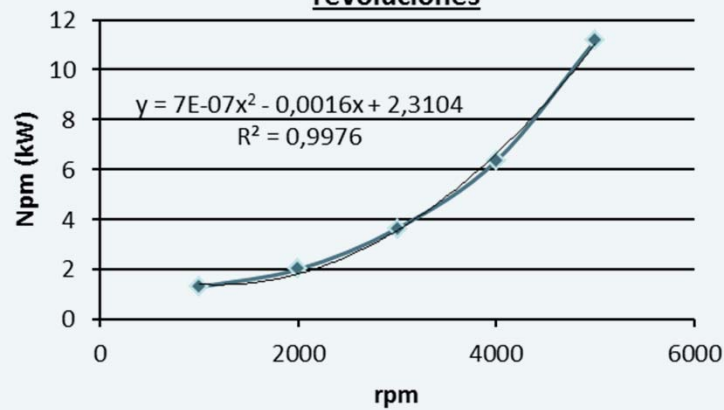
Conclusiones

Futuras líneas

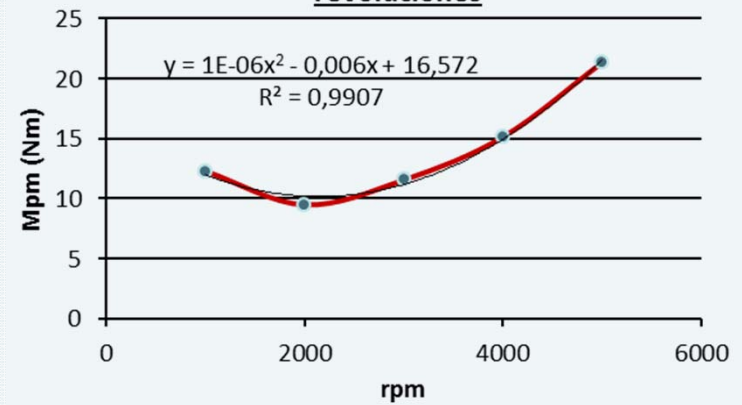
• Pérdidas mecánicas

➤ Método Morse a plena carga

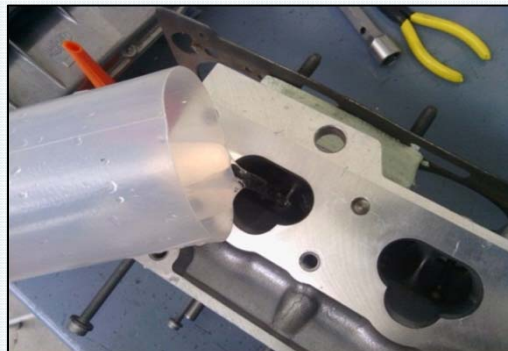
Potencia de pérdidas mecánicas frente a revoluciones



Par de pérdidas mecánicas frente a revoluciones



• Volumen del colector



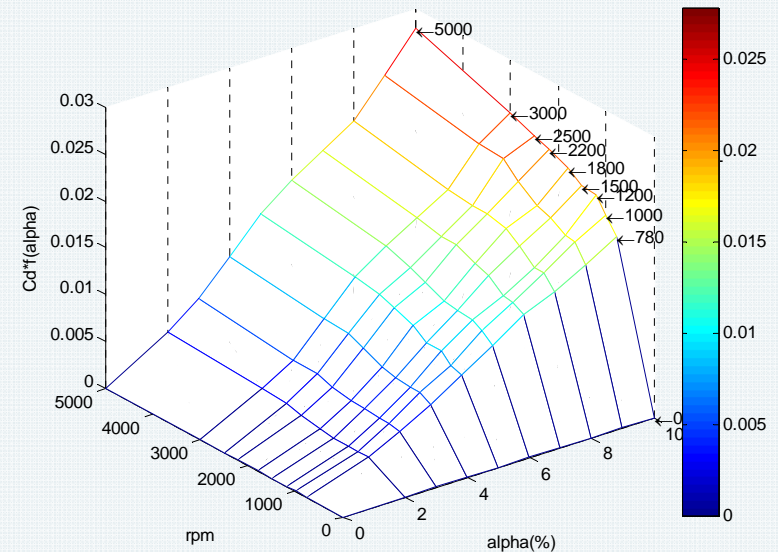
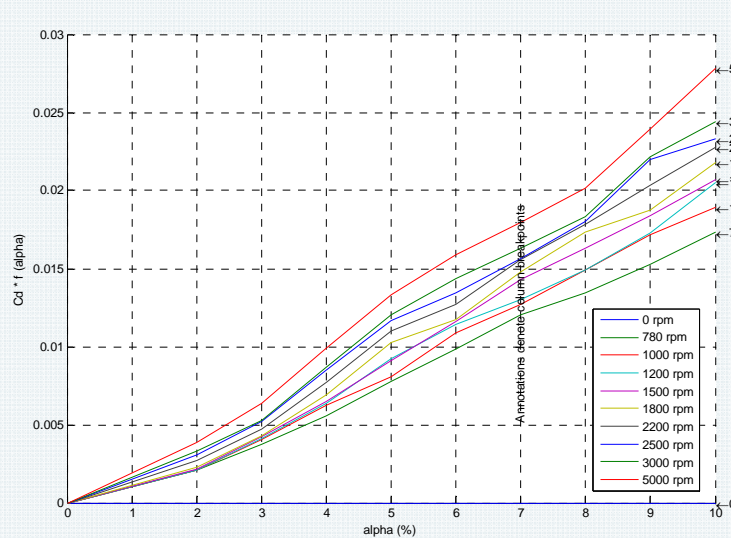
Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

COEFICIENTE DE DESCARGA

- Identificación conjunta con el factor geométrico

$$C_d = \sqrt{C_d^*} \quad () \quad ()$$

Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000
(1)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(2)	2	0	0.002088	0.0021	0.002109	0.002168	0.0023	0.0027	0.0031	0.0033	0.0039
(3)	3	0	0.003774	0.004063	0.0041	0.004245	0.004312	0.0047	0.0052	0.0053	0.0064
(4)	4	0	0.005608	0.006278	0.006349	0.0065	0.0069	0.0077	0.0085	0.0087	0.0099
(5)	5	0	0.007779	0.00808	0.009233	0.009134	0.01027	0.011	0.01167	0.01205	0.01332
(6)	6	0	0.009861	0.01086	0.01143	0.01163	0.01176	0.01271	0.01345	0.01437	0.01587
(7)	7	0	0.01204	0.01272	0.013	0.01431	0.01481	0.01559	0.01564	0.01633	0.01798
(8)	8	0	0.01345	0.01489	0.01493	0.01631	0.01737	0.01784	0.018	0.01831	0.02016
(9)	9	0	0.01527	0.01717	0.01726	0.01838	0.01878	0.02036	0.02196	0.02218	0.02395
(10)	10	0	0.01732	0.018926	0.02049	0.02072	0.02182	0.02275	0.02334	0.0244	0.02786



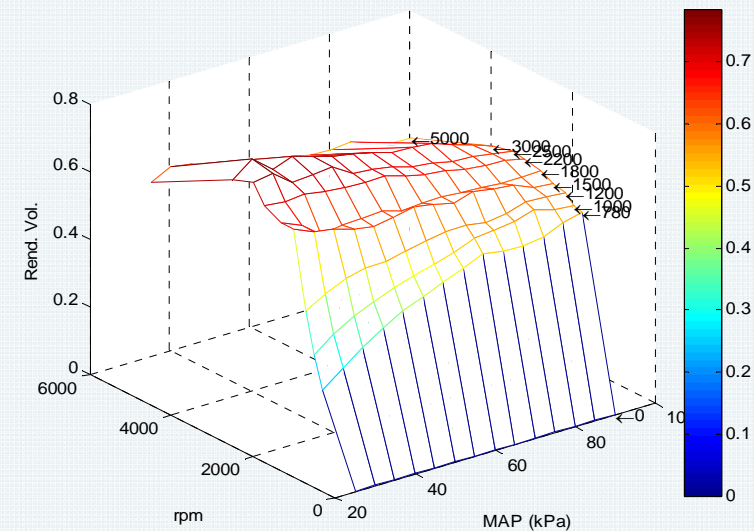
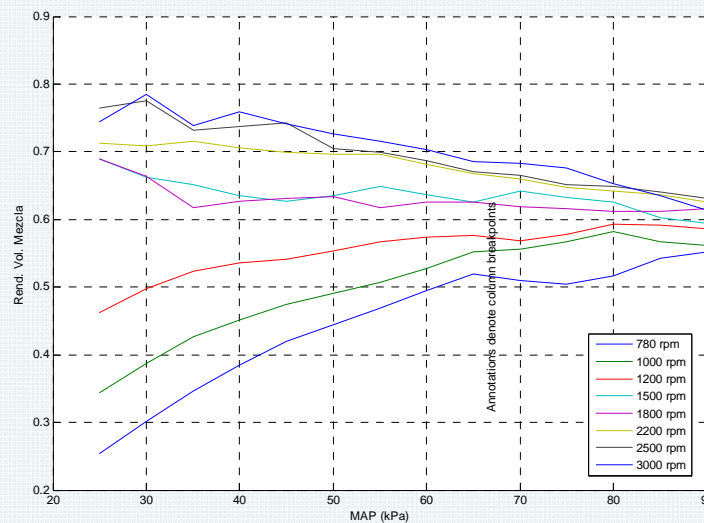
Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

- Rendimiento volumétrico de la mezcla**



Breakpoints	Column	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Row		0	780	1000	1200	1500	1800	2200	2500	3000	5000
(1)	25	0	0.2532	0.3435	0.462	0.6892	0.6898	0.713	0.7642	0.7434	0.6143
(2)	30	0	0.3021	0.3874	0.497	0.663	0.6643	0.7085	0.7758	0.7854	0.6434
(3)	35	0	0.346	0.4261	0.5234	0.6518	0.6174	0.716	0.7323	0.7381	0.634
(4)	40	0	0.385	0.4506	0.536	0.6349	0.627	0.7054	0.7378	0.7593	0.6178
(5)	45	0	0.42	0.4739	0.541	0.6267	0.6317	0.6998	0.7421	0.7416	0.592
(6)	50	0	0.445	0.4908	0.554	0.6351	0.6342	0.6962	0.7052	0.726	0.5867
(7)	55	0	0.4684	0.507	0.567	0.6482	0.6169	0.697	0.6993	0.7161	0.577
(8)	60	0	0.495	0.527	0.574	0.637	0.625	0.6821	0.6875	0.7029	0.567
(9)	65	0	0.5198	0.5527	0.577	0.6252	0.6256	0.6672	0.6704	0.6853	0.5532
(10)	70	0	0.51	0.556	0.5683	0.6418	0.6186	0.6601	0.6645	0.6827	0.5501
(11)	75	0	0.505	0.567	0.5784	0.6323	0.6167	0.6467	0.6512	0.6764	0.557
(12)	80	0	0.5167	0.5821	0.5932	0.625	0.6124	0.6423	0.6483	0.653	0.5297
(13)	85	0	0.5422	0.567	0.5912	0.6023	0.612	0.6371	0.6407	0.6346	0.5197
(14)	90	0	0.552	0.561	0.586	0.5943	0.6156	0.6256	0.631	0.6134	0.5163



RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

- **Rendimiento volumétrico del aire seco**

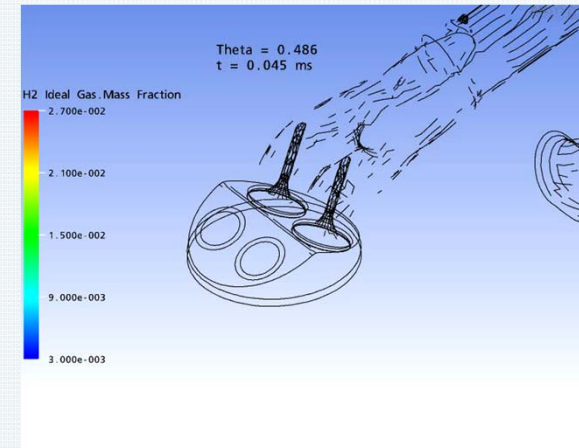
- **2 suposiciones**

Todo el hidrógeno entra al cilindro

El hidrógeno entra primero

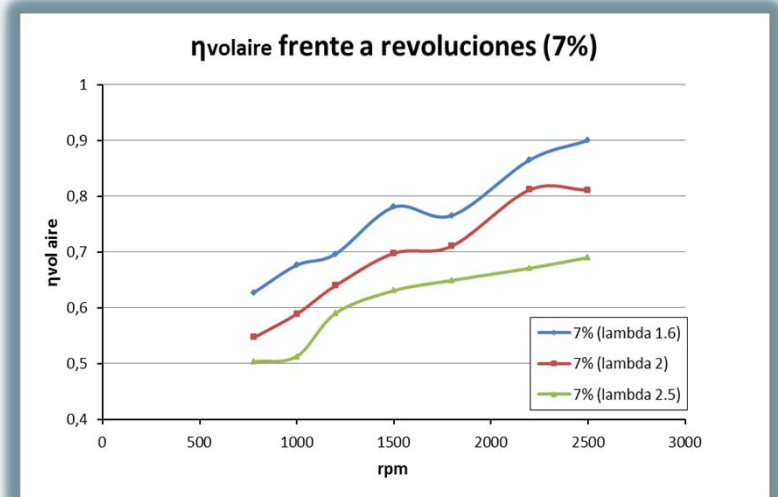


— (—)



(—)

El estudio no demuestra el efecto negativo del combustible



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

RENDIMIENTO INDICADO

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

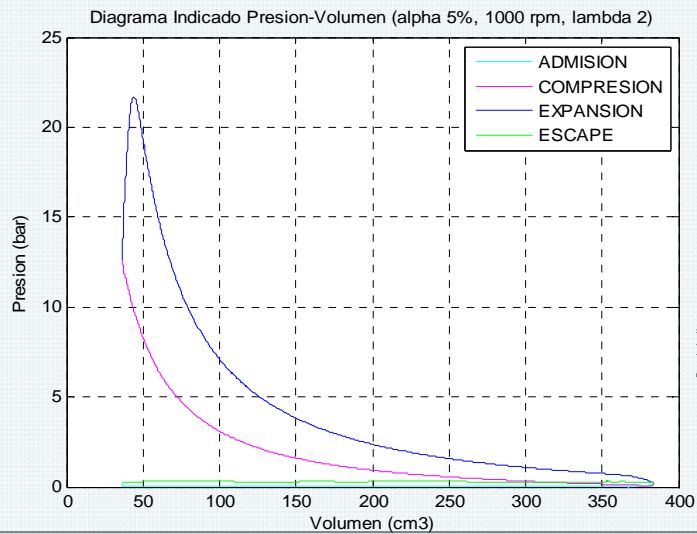
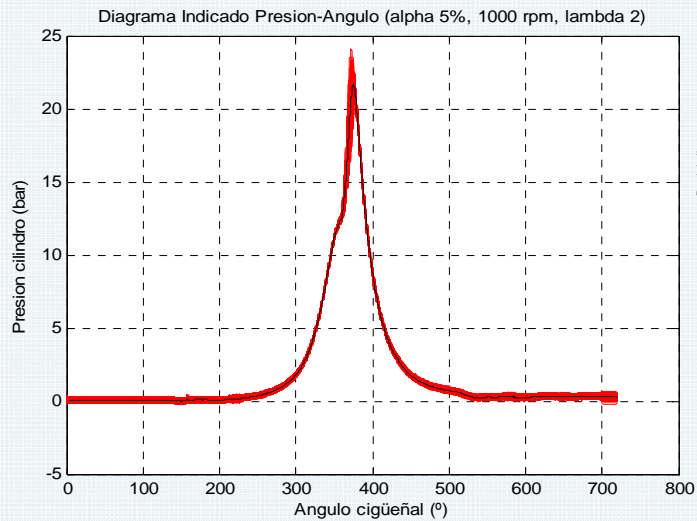
Identificación de la dinámica

Simulación

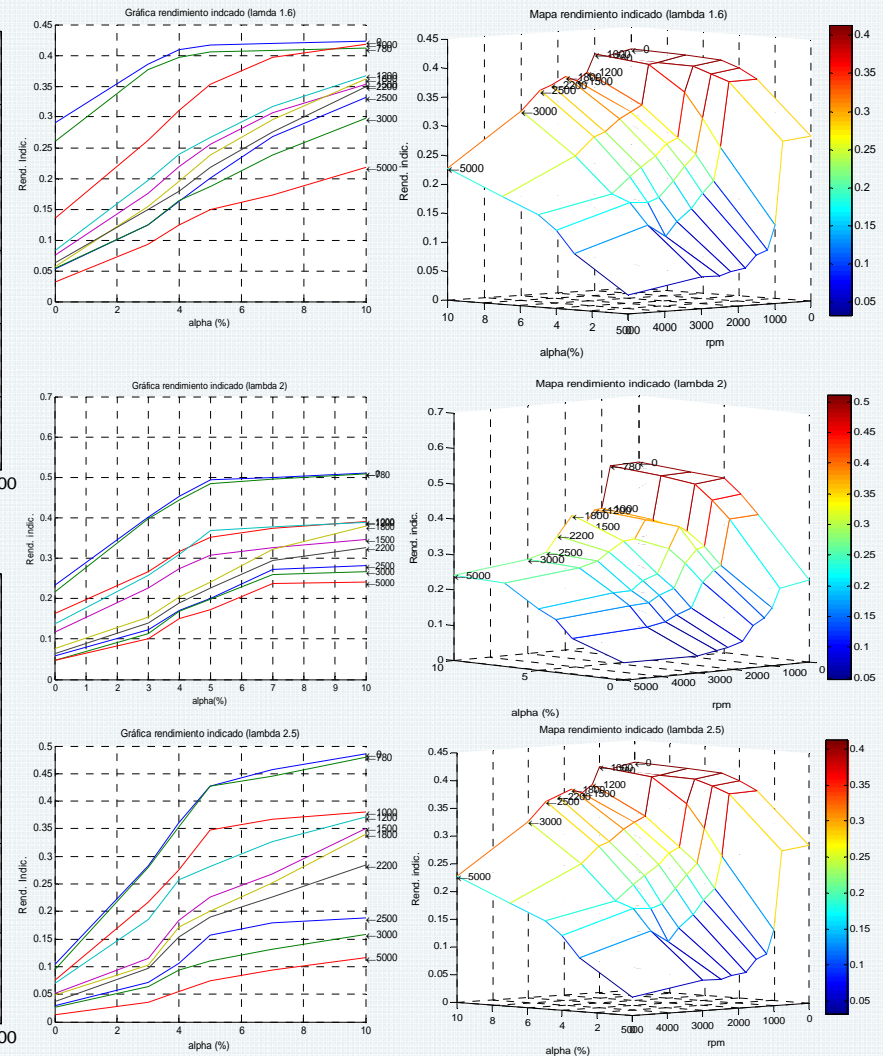
Conclusiones

Futuras líneas

• Obtención del ciclo indicado



• 3 dependencias: mapa 4D



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

RELACIÓN CON EL RESTO DEL PROYECTO

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

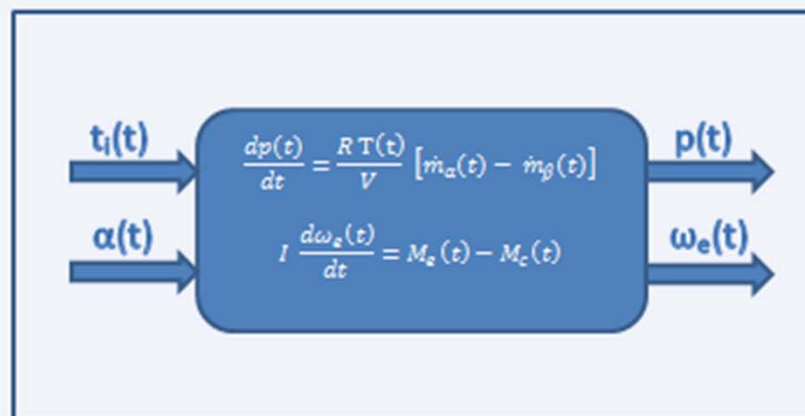
Futuras líneas

IDENTIFICACIÓN DE LA DINÁMICA DEL SISTEMA



FUNCIONES DE TRASFERENCIA DEL SISTEMA

MODELADO Y LINEALIZACIÓN

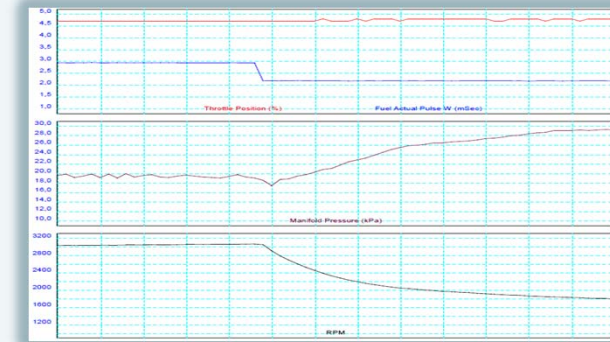
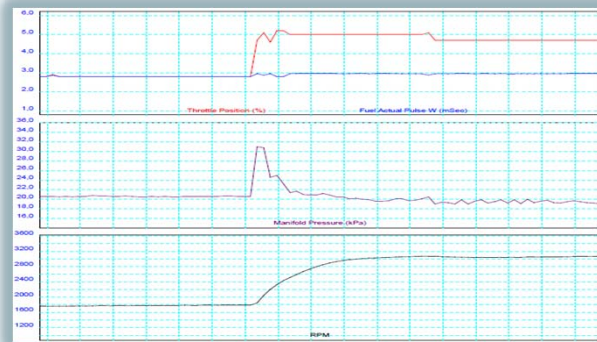


Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

ENSAYOS AISLADOS

- **Variación de una sola entrada**

- Banco desactivado: par de carga cero



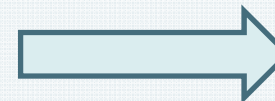
- **Identificación aproximativa**



No aclara el orden del sistema

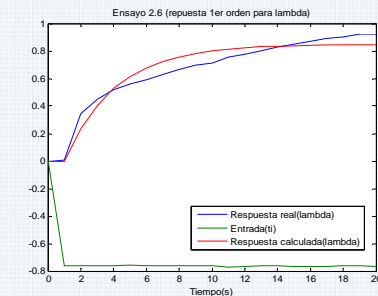
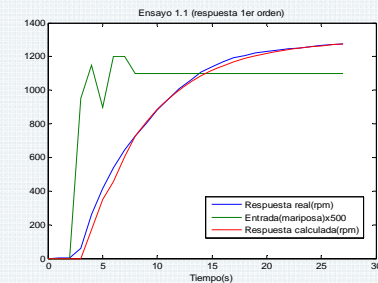
- **Identificación por mínimos cuadrados**

- Hipótesis de sistema de primer orden



[] → [] — [] → [] — []

Hipótesis de primer orden descartada



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

ENSAYOS CONJUNTOS

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

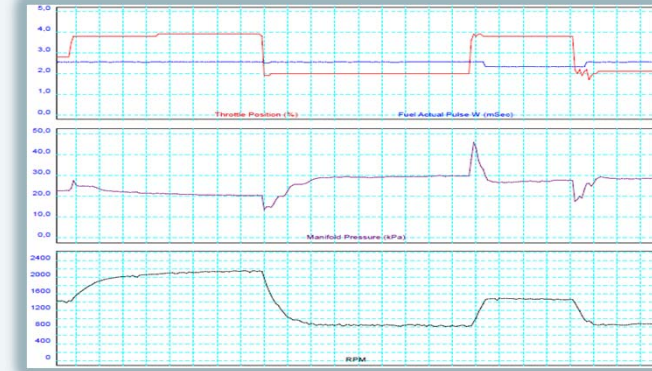
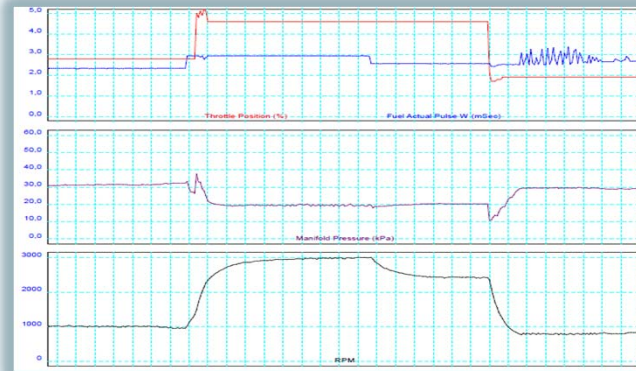
Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

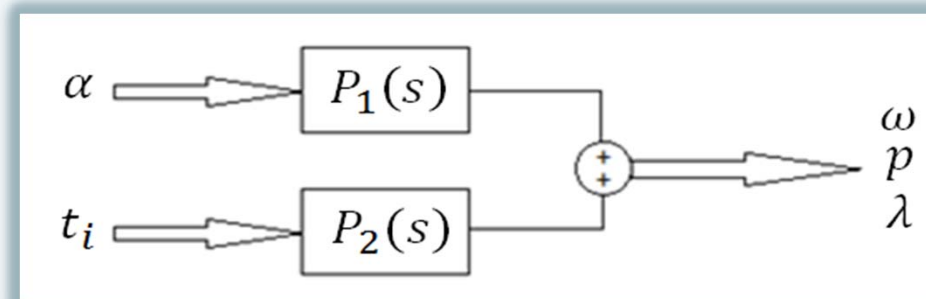
- Variación conjunta de las dos entradas



- Mínimos cuadrados : segundo orden

$$\begin{bmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix}$$

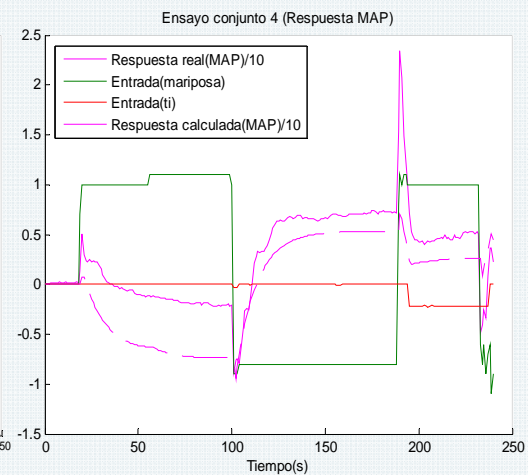
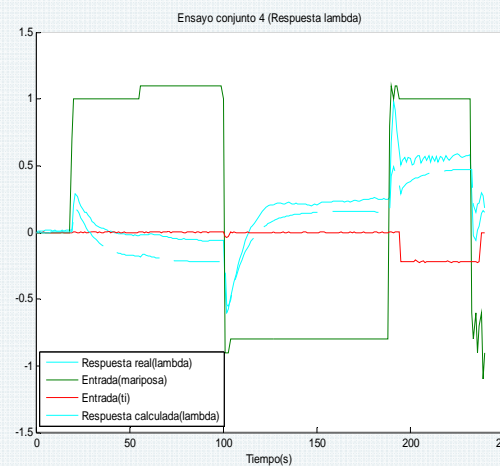
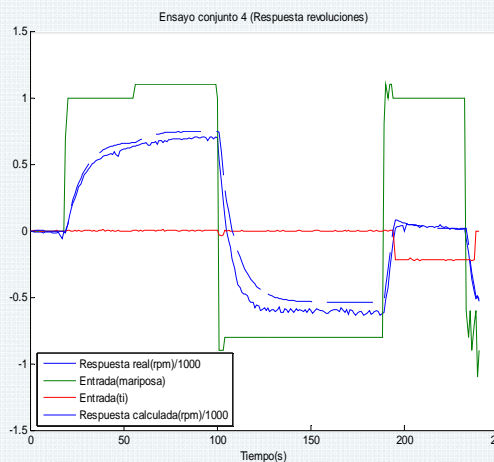
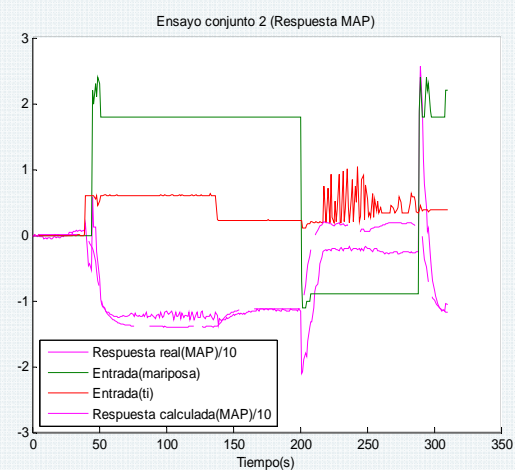
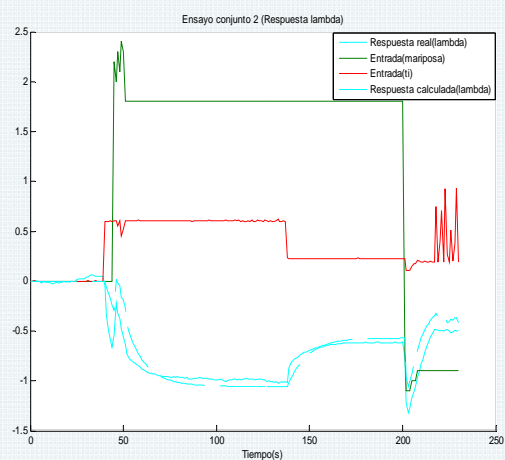
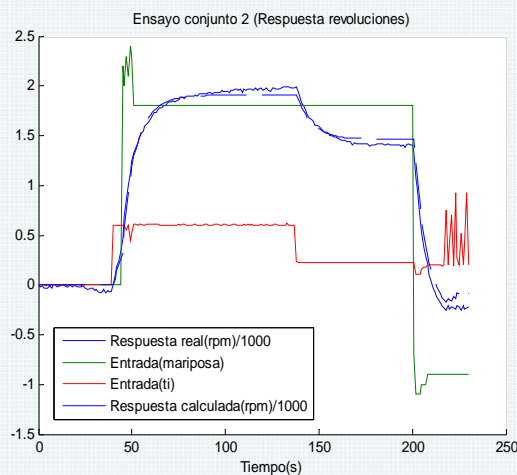
$$\left(\begin{matrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{matrix} \right) \text{ — } \left(\begin{matrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{matrix} \right) \text{ — } \left(\begin{matrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{matrix} \right) \rightarrow \left(\begin{matrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{matrix} \right) \text{ — } \left(\begin{matrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{matrix} \right) \text{ — } \left(\begin{matrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{matrix} \right)$$



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

ENSAYOS CONJUNTOS

• Resultados identificación conjunta



ENSAYOS CONJUNTOS

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

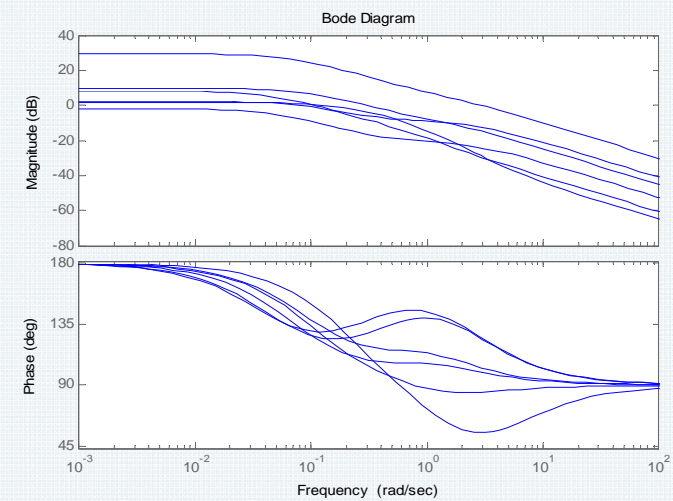
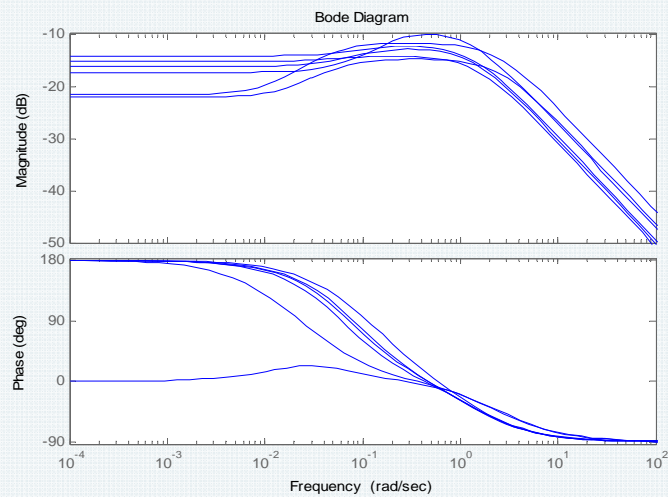
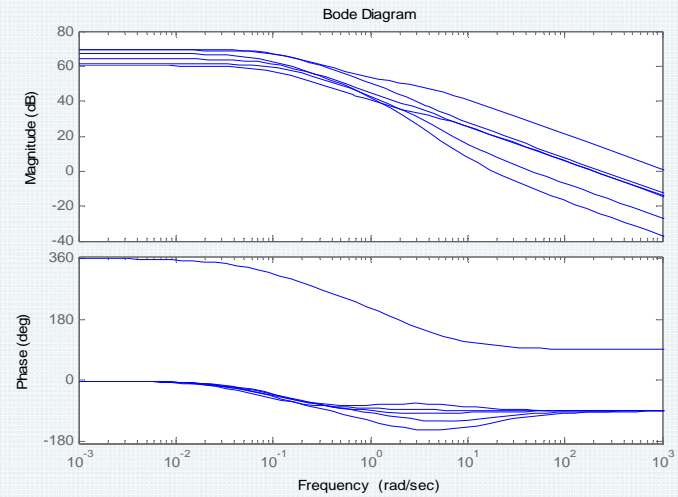
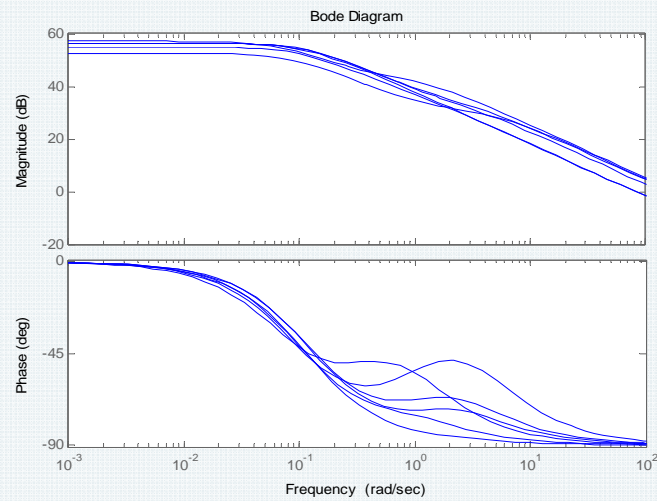
Identificación de la dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

- Diagramas de Bode para cada función de transferencia



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

CONSTRUCCIÓN DEL SIMULADOR

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

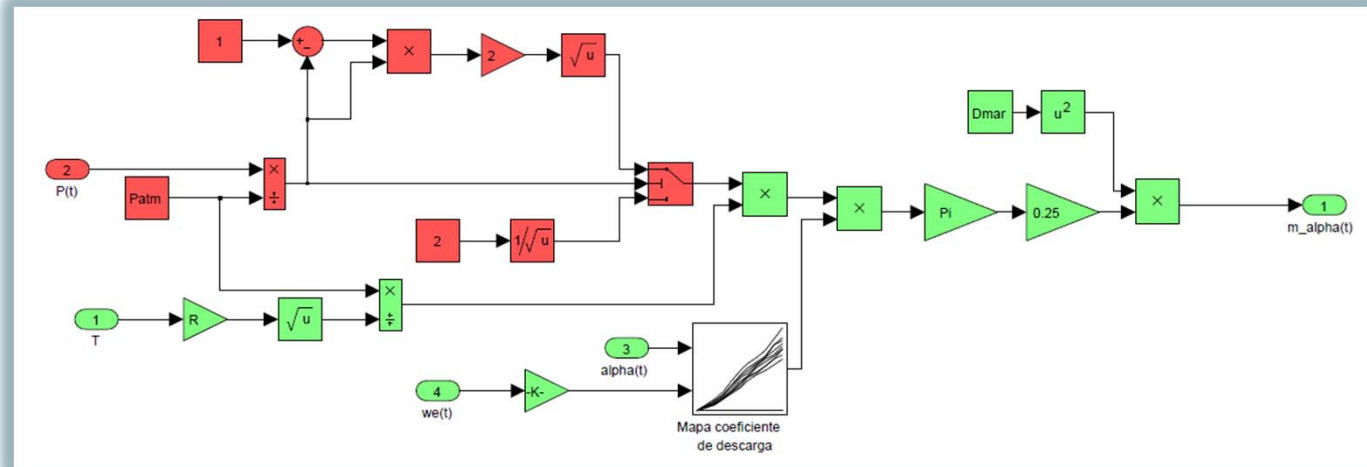
Identificación de la dinámica

Simulación

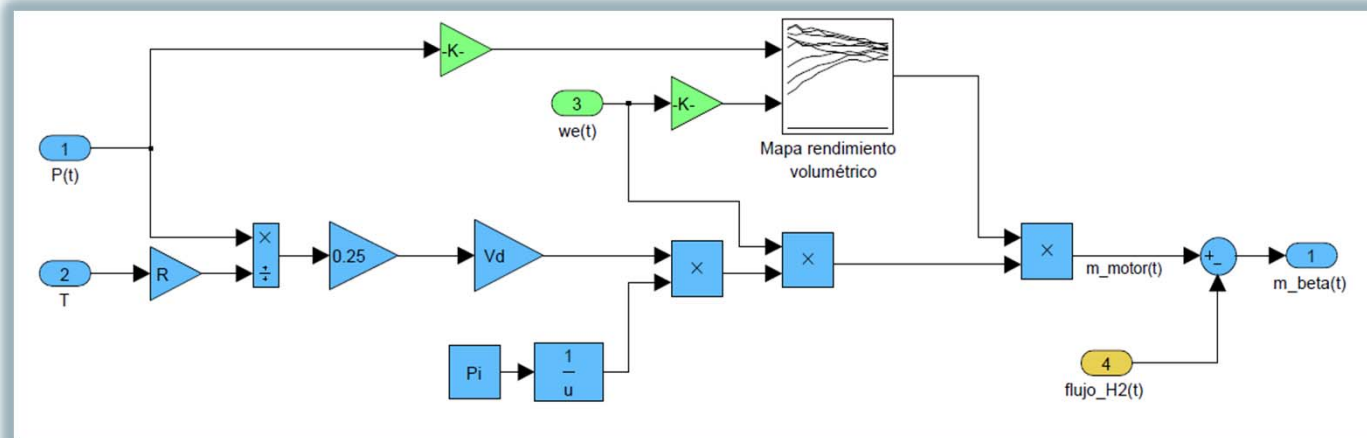
Conclusiones

Futuras líneas

Flujo de aire entrante en el colector



Flujo de aire saliente del colector



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

CONSTRUCCIÓN DEL SIMULADOR

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de parámetros

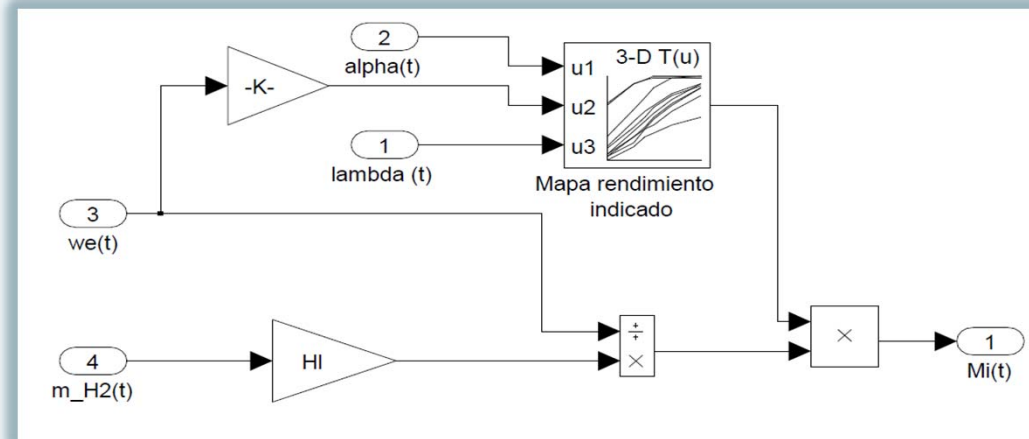
Identificación de la dinámica

Simulación

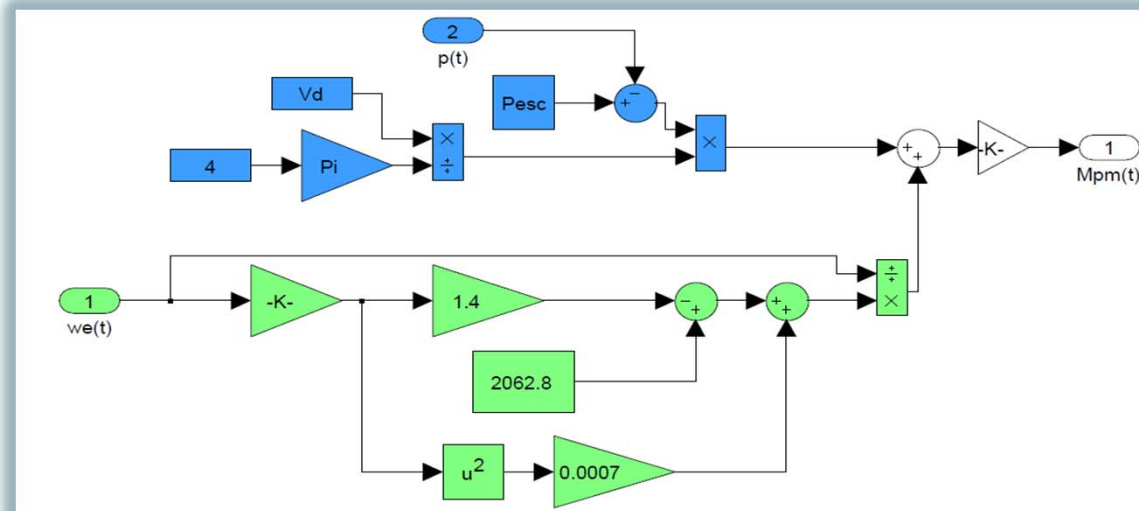
Conclusiones

Futuras líneas

- **Par indicado**



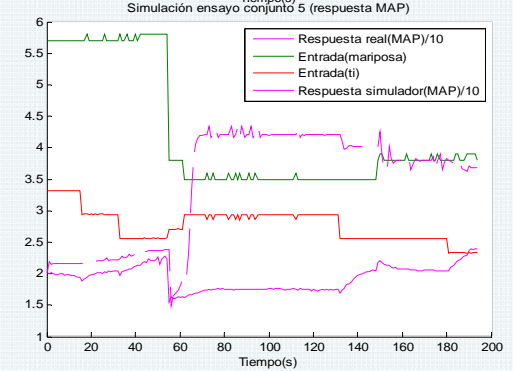
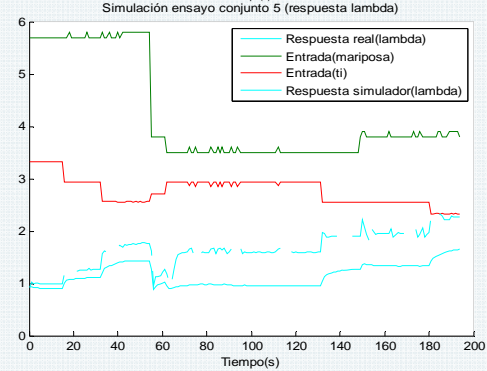
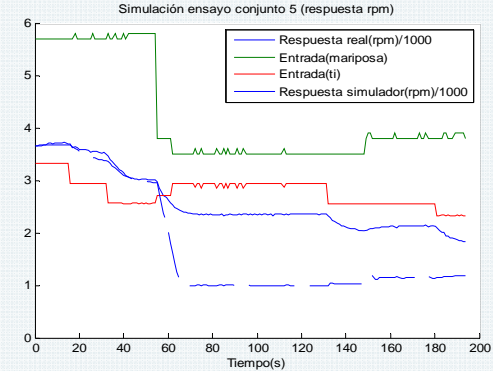
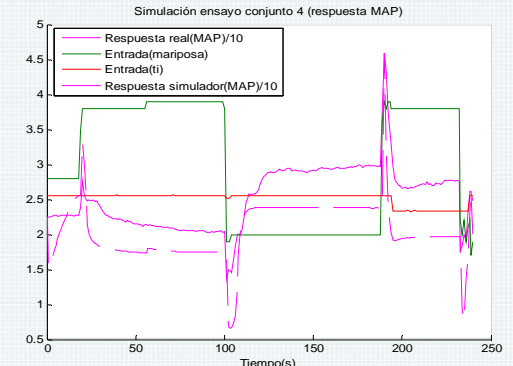
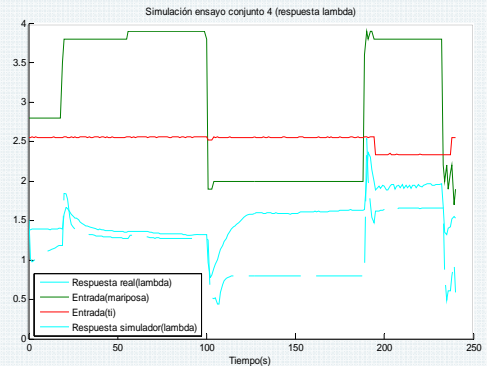
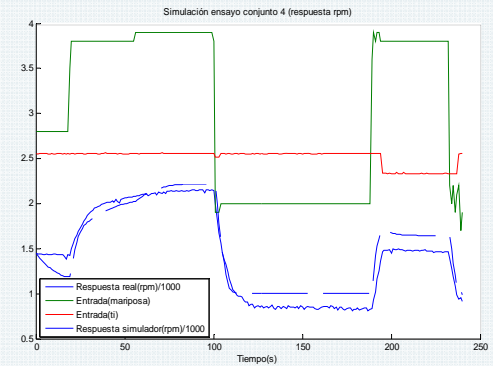
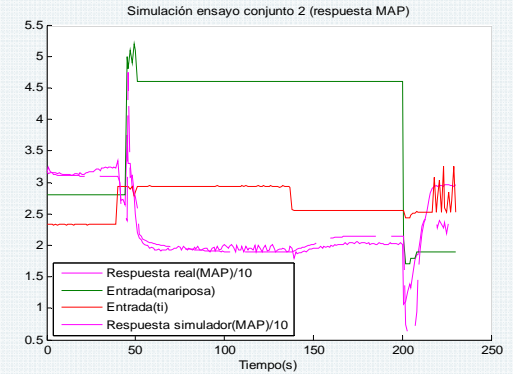
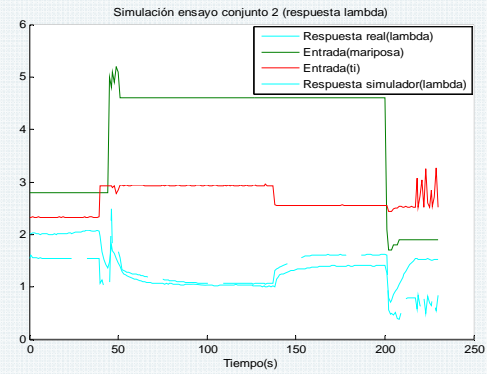
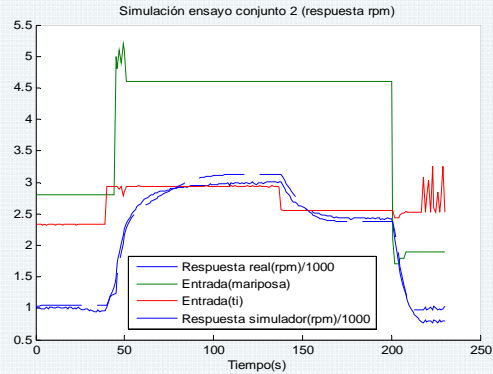
- **Par de pérdidas mecánicas**



Modelado, identificación y simulación de un motor de combustión de hidrógeno

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

➤ Simulación de los ensayos conjuntos



CONCLUSIONES

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de
parámetros

Identificación de la
dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

- ✓ **Modelado teórico ajustado a la realidad**
- ✓ **Linealización demuestra sistema de segundo orden**
- ✓ **Buena identificación de parámetros: permite creación de mapas**
- ✓ **Identificación de la dinámica con mínimos cuadrados describe el sistema de modo lineal con incertidumbre: facilita futuro control robusto**
- ✓ **Resultados de la identificación coherentes con la linealización**
- ✓ **Simulación del ralentí satisfactoria. Posibilidad de utilización en otros estados de funcionamiento**
- **Estudio del rendimiento volumétrico del aire seco no concluyente**

FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

Índice

Introducción

Modelado

Linealización

Identificación de
parámetros

Identificación de la
dinámica

Simulación

Conclusiones

Futuras líneas

- ✓ **Desarrollo de estrategias de control robusto para ralentí**
- ✓ **Resolución del problema de ganancia en identificación y simulación**
- ✓ **Depuración modelo dinámico lineal identificado**
- ✓ **Simulación con distintas condiciones iniciales y de funcionamiento**
- ✓ **Incorporación de dependencia con avance al encendido: complicado**



Grupo
HIDROGENO
E.T.S. Ingenieros Industriales y de Telecomunicación
Universidad Pública de Navarra



GRACIAS POR SU ATENCIÓN

