



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

DISEÑO DE UNA METODOLOGÍA DE VALIDACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES DE UNA SALA DE ENSAYOS DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO

AUTOR: Alberto Subías Ruiz

TUTOR: José Javier López Sánchez

Curso Académico: 2019-20

Resumen

El proceso de combustión es una parte esencial del ciclo de trabajo de un MCI. Durante el mismo, debe liberarse la energía química del combustible en un corto periodo de tiempo con el fin de generar el trabajo necesario en la fase de expansión. Es por ello, que hoy en día, se está dedicando un gran esfuerzo en conocer cómo sucede dicho proceso, así como a desarrollar modelos que sean capaces de predecirlo.

El éxito, tanto de estos estudios como del desarrollo de dichos modelos radica en la disponibilidad de información experimental de fiabilidad probada. En este trabajo se pretende desarrollar una metodología que permita, por un lado, validar la gran cantidad de conocimientos registrados en una sala de ensayos de un motor de encendido provocado, corrigiendo las eventuales incertidumbres de los diferentes equipos de medida, y, por otro lado, determinar ciertos parámetros que no se pueden medir directamente (como, por ejemplo, la fracción de gases residuales, o el calor transmitido a las paredes de la cámara de combustión), pero que son necesarios, incluso indispensables, para estudiar correctamente el proceso de combustión.

El estudio se aborda mediante el software GT-Suite, haciendo uso del TPA (Análisis de las Tres Presiones). En este análisis, las señales de presión instantáneas medidas en la admisión, el cilindro y el escape del motor durante el ensayo son usadas como datos de entrada, para determinar la composición efectiva de la carga existente en el cilindro y afinar el referenciado de la presión en el cilindro. Durante el análisis, en atención a las diferentes relaciones que deben cumplir diversos de los parámetros medidos experimentalmente, se pueden corregir (ligera) muchos de los datos medidos, eliminando así las inevitables incertidumbres de los diferentes equipos de medida usados para su determinación, incrementando así la calidad y consistencia de la información experimental.

Palabras Clave: MEP, Motor de encendido provocado, validación de datos, sala de ensayos, Análisis TPA, calibración modelo GT-Suite.

Resum

El procés de combustió és una part essencial del cicle de treball d'un motor de combustió interna alternatiu. Durant aquest, ha d'alliberar-se l'energia química del combustible en un curt període de temps amb la finalitat de generar el treball necessari durant la fase d'expansió. És per això que avui en dia s'està consagrant molt d'esforç en conèixer com succeeix el procés, així com a desenvolupar models que siguin capaços de predir-ho.

L'èxit, tant d'aquests estudis com del desenvolupament dels mencionats models, radica en la disponibilitat d'informació experimental de fiabilitat provada. En aquest treball es pretén desenvolupar una metodologia que permeti, d'una banda, validar la gran quantitat d'informació registrada en una sala d'assajos d'un motor d'encès provocat, corregint les eventuais incerteses dels diferents equips de mesura, i per l'altra, determinar certs paràmetres que no es poden mesurar directament (com, per exemple, la fracció de gasos residuals, o la calor transmesa a les parets de la cambra de combustió), però que són necessaris, fins i tot indispensables, per a estudiar correctament el procés de combustió.

L'estudi s'aborda mitjançant el software GT-Suite, fent ús del TPA (Anàlisi de les Tres Pressions). En aquesta anàlisi, els senyals de pressió instantanis mesurats en l'admissió, el cilindre i l'escapament del motor durant l'assaig són utilitzats com a dades d'entrada, per a determinar la composició efectiva de la càrrega existent en el cilindre i afinar el referenciat de la pressió en el cilindre. Durant la anàlisi, en atenció a les diferents relacions que han de complir diversos dels paràmetres mesurats experimentalment, es poden corregir (lleugerament) moltes de les dades mesurades, eliminant d'aquesta manera les inevitables incerteses dels diferents equips de mesura per a la seva determinació, i incrementant qualitat i consistència de la informació experimental.

Paraules clau: MEP, Motor d'encès provocat, validació de dades, sala d'assajos, anàlisi TPA, calibratge model GT-Suite.

Abstract

The combustion process is an essential part of the working cycle of a reciprocating internal combustion engine. This process must release the chemical energy of the fuel in a short period of time, in order to generate the required work to power the expansion stroke. Hence, why nowadays, plenty of efforts are being directed at expanding the knowledge held on this event, and towards developing models capable of predicting its behaviour.

The success of both these studies and of the development of the mentioned models largely lies on the availability of reliable and trustworthy experimental data. The present project seeks to develop a methodology that would allow to solve the issues previously presented. On one hand, it could validate the large amounts of experimental data measured in an engine test bench, correcting any possible uncertainties caused by the measuring equipment. On the other, it would be able to determine certain parameters that can't be measured directly, such as residual gasses fraction or transmitted heat to the combustion chamber walls, but are nevertheless necessary, even essential, for a correct study of the combustion process.

This project will be made possible through the use of the GT-Suite software, employing a TPA (Or Three Pressure Analysis). This method makes use of the instantaneous pressure signals registered in the intake manifold, cylinder, and exhaust to determine the effective composition of the cylinder mixture, and to fine tune the referencing of the pressure measured inside the cylinder. By taking into consideration all the diverse relationships existing between the experimentally measured data, it is possible to slightly correct most of it, therefore eliminating any unavoidable uncertainties caused by measuring apparatus. Consequently, a greater quality and consistency of experimental data is achieved.

Keywords: SI engine, Spark-ignition engine, data validation, engine test bench, TPA, GT-Suite model calibration.

Agradecimientos

Es ahora, al escribir estas últimas líneas de mi TFG, cuando me detengo a pensar en todas las personas que me han acompañado durante su realización, y ante los cuales me gustaría demostrar mi más sincero agradecimiento.

Primero, a *José Javier López Sánchez*, director de mi proyecto, y a *Vitor Vielmo Cogo*, mi tutor en su realización. A ambos les doy especialmente las gracias por confiar en mí desde el principio y brindarme la oportunidad de trabajar en el CMT junto a ellos. A los dos les debo que este trabajo sea una realidad. Igualmente, quisiera extender el agradecimiento al resto del Instituto de Investigación.

A *Pablo Moreno* y *Christian García*, amigos desde los primeros meses de la carrera y compañeros en el CMT, por poder descubrir juntos lo que significa ser ingeniero. Igualmente, a mis amigos *José Rubio*, *Alberto Pallarés* y *Raquel Pardo*, gracias por compartir no sólo las fatigas de los últimos años, sino también todos los buenos momentos que nos acompañaron. Son muchos otros también a los que llevo en el corazón, aunque no les mencione.

A *Àlex Miranda*, *Anzhelika Ayrapetyan*, y *Miguel Baviera*, que, aunque no fueron compañeros de clase, sí fueron compañeros en mi vida.

Y finalmente, a mi *madre* y a mi *padre*, por estar ahí siempre y ser mis referentes para convertirme en quien soy.

Gracias a todos.

Índice general

Resumen.....	ii
Resum.....	iv
Abstract	vi
Agradecimientos	viii
Índice general.....	x
Índice de ilustraciones.....	xiii
Índice de tablas	xv
Índice de ecuaciones.....	xvi
Memoria.....	1
1 Introducción	3
1.1 Contexto.....	3
1.2 Objetivos	4
1.3 Desarrollo.....	5
2 Marco teórico.....	8
2.1 Introducción a los MCIA	8
2.1.1 Introducción a los motores térmicos	8
2.1.2 Clasificación de los MCIA.....	9
2.2 Características de los MCIA.....	11
2.2.1 Parámetros geométricos.....	11
2.2.2 Ciclos del motor y parámetros indicados y efectivos.....	12
2.2.3 Parámetros de operación.....	14
2.3 Motores de encendido provocado.....	15
2.3.1 Renovación de la carga.....	15
2.3.2 Formación de la mezcla.....	18
2.3.3 Combustión	20
2.3.4 Emisiones.....	26
3 Herramientas.....	29
3.1 Datos experimentales	29
3.2 GT-POWER y modelo teórico	30
3.2.1 Software	30

3.2.2	Funcionamiento general	30
3.2.3	Modelo	32
3.3	Otros programas	44
3.3.1	MATLAB.....	44
3.3.2	Microsoft Excel.....	44
4	Metodología de trabajo	47
4.1	Introducción	47
4.2	Metodología de calibración mediante el TPA	47
4.2.1	Factores empleados	47
4.2.2	Respuestas estudiadas	48
4.2.3	Influencia particular de cada factor	53
4.2.4	Procedimiento de calibración mediante el TPA	58
4.3	Metodología de calibración del modelo predictivo	62
4.3.1	Factores empleados	62
4.3.2	Respuestas estudiadas	63
4.3.3	Influencia particular de cada factor	63
4.3.4	Procedimiento de calibración del modelo predictivo	67
5	Resultados	69
5.1	Introducción	69
5.2	Parámetros del modelo.....	69
5.3	Resultados del modelo.....	70
5.4	Análisis de los errores	75
5.5	Análisis de las respuestas.....	76
5.6	Parámetros y resultados del modelo predictivo	81
6	Conclusiones.....	85
6.1	Conclusiones generales.....	85
6.2	Posibles mejoras y desarrollo futuro	86
	Referencias.....	89
	Presupuesto	92
	Anexos.....	103

Índice de ilustraciones

Ilustración 1. Clasificación de los MCIA.....	9
Ilustración 2. Disposición y orientación de los cilindros del motor. Fuente: W. Pulkrabek, 1997.	11
Ilustración 3. Esquema del cilindro, biela y cigüeñal. Fuente: Heywood, 2018.....	12
Ilustración 4. Fases de un MCIA de 4T. Fuente: F. Payri, & M. Desantes, 2011.....	13
Ilustración 5. Ciclo de trabajo de un MCIA. Fuente F. Payri, & M. Desantes	13
Ilustración 6. Diagrama de PFI. Fuente: Heywood, 2018.....	18
Ilustración 7. Propagación del frente de llama turbulento. Fuente: Jaramillo Álvarez, 2017. ...	23
Ilustración 8. Fases de la combustión en un MEP. Fuente: Álvarez Flórez & Callejón Agramunt, 2005.....	24
Ilustración 9. Esquema del modelo teórico empleado en GT-ISE.....	33
Ilustración 10. Fracción de gases quemados, multiplicador del efecto de dilución.	63
Ilustración 11. Velocidad de quemado, multiplicador del efecto de dilución.	64
Ilustración 12. Fracción de masa quemada y velocidades de quemado, multiplicador de crecimiento de núcleo de llama.....	65
Ilustración 13. Fracción de masa quemada, multiplicador de velocidad turbulenta de llama...	65
Ilustración 14. Velocidad de quemado, multiplicador de velocidad turbulenta de llama.....	66
Ilustración 15. Fracción de masa quemada y velocidad de quemado, multiplicador de escala de longitud de Taylor.	66
Ilustración 16. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 1000 rpm y 6 bar.	71
Ilustración 17. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 1000 rpm y 10 bar.	71
Ilustración 18. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 2000 rpm y 4 bar.	72
Ilustración 19. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 2000 rpm y 6 bar.	72
Ilustración 20. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 2000 rpm y 10 bar.	72
Ilustración 21. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 3000 rpm y 4 bar.	73
Ilustración 22. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 3000 rpm y 6 bar.	73
Ilustración 23. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 3000 rpm y 11 bar.	73
Ilustración 24. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 4000 rpm y 7 bar.	74
Ilustración 25. Errores de la PMI en los resultados del modelo.....	75
Ilustración 26. Errores cuadráticos de la señal de presión de los resultados del modelo.....	75
Ilustración 27. Errores del multiplicador de LHV de los resultados del modelo.....	75
Ilustración 28. Errores del gasto másico de aire de los resultados del modelo.....	76
Ilustración 29. Rendimiento de combustión de los resultados del modelo.	76
Ilustración 30. Dosado relativo de cada punto estudiado.	77

Ilustración 31. Rendimiento volumétrico de los resultados del modelo.	77
Ilustración 32. Residuales de los resultados del modelo.	78
Ilustración 33. Fugas por blowby de los resultados del modelo.	79
Ilustración 34. Temperaturas de camisa de los resultados del modelo.	79
Ilustración 35. Temperaturas de pistón de los resultados del modelo.	80
Ilustración 36. Temperaturas de culata de los resultados del modelo.	80
Ilustración 37. Temperaturas iniciales de los resultados del modelo.	80
Ilustración 38. Velocidad de quemado obtenida mediante el método predictivo, comparada con la velocidad de quemado real obtenida experimentalmente.	81
Ilustración 39. Fracción de masa quemada obtenida mediante el método predictivo, comparada con la fracción de masa quemada real obtenida experimentalmente.	82
Ilustración 40. Señal de presión obtenida con el modelo predictivo, comparada con la señal experimental registrada.	82
Ilustración 41. Presiones medidas en el interior del cilindro, empleadas para realizar la corrección.	110

Índice de tablas

Tabla 1. Factores empleados en la calibración del modelo.	48
Tabla 2. Respuestas estudiadas en la calibración del modelo.	49
Tabla 3. Parámetros resultantes de la calibración del modelo.	70
Tabla 4. Resultados del proceso de calibración.	71
Tabla 5. Resultados obtenidos mediante el método predictivo.	83
Tabla 6. Costes unitarios, mano de obra.	95
Tabla 7. Costes unitarios, equipo.	95
Tabla 8. Amortización de equipo y recursos comunes.	96
Tabla 9. Unidad de Obra número 1, descompuesta.	96
Tabla 10. Unidad de Obra número 2, descompuesta.	97
Tabla 11. Unidad de Obra número 3, descompuesta.	98
Tabla 12. Unidad de Obra número 4, descompuesta.	99
Tabla 13. Presupuesto parcial.	100
Tabla 14. Presupuesto total.	101
Tabla 15. Características del motor AVL5405.	105

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Relación de compresión.....	12
Ecuación 2. Trabajo indicado.	13
Ecuación 3. Potencia indicada.....	14
Ecuación 4. Presión media indicada.....	14
Ecuación 5. Conservación de la energía en una combustión adiabática a presión constante. ..	21
Ecuación 6. Definición de la velocidad laminar de llama,	22
Ecuación 7. Definición de la velocidad turbulenta de llama.	24
Ecuación 8. Coeficiente de transferencia de calor del aceite.	43
Ecuación 9. Número de Reynolds, camisa del cilindro.....	43
Ecuación 10. Nu, camisa del cilindro.....	43
Ecuación 11. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, camisa del cilindro.....	43
Ecuación 12. Número de Reynolds, culata.....	43
Ecuación 13. Nu, culata.	44
Ecuación 14. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, culata.....	44
Ecuación 15. Método experimental para estimar la velocidad laminar de llama, descompuesto.	111
Ecuación 16. Método experimental para estimar la velocidad laminar de llama, función de dilución.....	111
Ecuación 17. Método experimental para estimar la velocidad turbulenta de llama.....	111
Ecuación 18. Método experimental para estimar la velocidad de quemado.	112
Ecuación 19. Método experimental para estimar la cantidad de masa englobada.....	112
Ecuación 20. Método experimental para calcular la constante de tiempo de la velocidad de quemado.	112

Parte I

Memoria

1 Introducción

1.1 Contexto

La industria automovilística, hoy en día, es uno de los sectores económicos más importantes para el desarrollo económico global, contribuyendo aproximadamente el 3% de toda la economía mundial (Mathur & Kidambi, 2020). En España, particularmente, esta industria, junto con toda la distribución de sus productos y las actividades dependientes, supone cerca del 10% del PIB y da trabajo a prácticamente el 9% de la población activa (Heras Aznar, 2020). El actual futuro de tan crucial mercado en suelo europeo es, sin embargo, dudoso. Por un lado, los efectos del covid-19 han repercutido negativamente en las ventas de automóviles por todo el mundo, reduciendo en un 25% sus ventas totales (Llamas, 2019). Por otro lado, la amenaza que surge con las nuevas tecnologías, particularmente los automóviles eléctricos, suponen un competidor sumamente peligroso para las empresas automovilísticas tradicionales. La creciente apuesta europea por las energías renovables, junto con el endurecimiento de las estrictas normativas de control de emisiones, hacen peligrar la producción de los MCI en los años venideros (Redacción TICPymes, 2020). La consecuencia directa de la situación expuesta es que el desarrollo de MCI eficientes, limpios, y emisores de un mínimo de contaminantes sea fundamental para garantizar el futuro a corto y medio plazo de los mismos.

Disponer de información correcta y precisa sobre el funcionamiento de cada motor es crítico para desarrollar y diseñar con éxito el mismo. Durante este proceso de diseño, gran parte de la información necesaria es usualmente recogida en pruebas experimentales efectuadas a prototipos y llevadas a cabo en salas de ensayos. Es ahí, donde mediante el uso de diversas técnicas y valiéndose de equipos de medición concretos, se realizan las mediciones que aportarán los datos requeridos para el proyecto en cuestión, las cuales deben de ser, por motivos obvios, tan fiables como sea posible.

La realidad de las pruebas y la imperfección de los sensores disponibles, sin embargo, implican la posibilidad de que existan multitud de errores e imprecisiones en los parámetros cuantificados durante éstas. Estos errores pueden deberse a prácticas equivocadas, a procedimientos inadecuados o a un equipo defectuoso. Con gran frecuencia, están relacionados con las propias limitaciones intrínsecas de los sensores utilizados en los ensayos. Valgan de ejemplo las imprecisiones encontradas en las mediciones de presión realizadas con sensores piezoeléctricos dentro del cilindro de un motor. Consecuentemente, resulta imperativo encontrar formas de validar y corroborar la fidelidad de los datos adquiridos, con tal de asegurar que el proceso de diseño se asiente sobre bases experimentales reales.

De igual manera, a pesar de que la mayor parte de los resultados requeridos pueden estudiarse en condiciones experimentales, existen ciertos datos, que, por unas u otras razones, no se consiguen medir en los ensayos realizados. De una parte, están aquellos que resultan demasiado costosos o dificultosos de cuantificar, como las temperaturas de operación de los componentes físicos del cilindro. De otra, se hallan aquellos cuya impracticabilidad de ser cuantificados de forma precisa impide disponer de información veraz de los mismos, como puede ser la cantidad de gases residuales atrapados al final de cada ciclo del motor. La mayoría de estos datos ofrecen información decisiva para el correcto estudio de los procesos que rigen el comportamiento del

motor. Desarrollar métodos que puedan calcular, estimar o simular los valores atribuibles a estos parámetros se considera por lo tanto fundamental.

De todos los procesos que describen la operación de los motores, abordados en los ensayos descritos, la combustión es particularmente esencial. Es durante el mismo cuando debe transformarse la energía química almacenada en el combustible, principal fuente de energía disponible para el motor, en energía térmica, que a su vez será convertida más adelante en energía mecánica durante la fase de expansión. La combustión debe desarrollarse enteramente en un periodo de tiempo sumamente corto, con el fin de resultar eficiente. Igualmente ha de ser robusta, para que la operación del motor sea segura, y debe de comportarse de forma similar en cada ciclo, con tal de asegurar las menores variaciones de potencia durante la operación del motor. Este proceso causará un gran impacto en el resto de las características y procesos del motor, particularmente en la renovación de la carga, la obtención de la potencia mecánica requerida, y las emisiones producidas. Se puede afirmar, por lo tanto, que este proceso es extremadamente complicado, y es de vital importancia un correcto entendimiento del mismo con el único objetivo de diseñar un motor a la altura de las circunstancias actuales.

Una fracción importante de la información necesaria para definir adecuadamente este proceso forma parte de los datos difíciles de validar o de medir explicados anteriormente. De esta manera, es decisivo no sólo poseer las herramientas adecuadas para deducir, calcular o estimar la información necesaria, sino también la capacidad de predecir, con alto grado de fiabilidad, los sucesos involucrados en el desarrollo de éste.

El presente Trabajo de Fin de Grado pretende desarrollar, mediante el software GT-Suite, una metodología que propicie, partiendo de datos experimentales recopilados en una sala de ensayos, construir un modelo teórico a través del cual reproducir mediante simulaciones informáticas la operación del motor estudiado. Los resultados de dichas simulaciones pueden entonces emplearse en el acondicionamiento de los datos adquiridos en los ensayos, en la posterior validación de la información disponible, modificando cualquier error de medida, y en la cuantificación de todos aquellos datos que no hayan sido posible medir de forma precisa por alguna u otra razón. De igual modo, el uso de ciertas técnicas ejecutables mediante el software descrito, tales como el TPA (o Análisis de las Tres Presiones) otorgan la capacidad de deducir las variables y parámetros que definen el proceso de combustión, añadiendo una mayor cantidad de información disponible a aquella medida experimentalmente.

Finalmente, y como consecuencia y continuación natural del trabajo propuesto, se procurará ampliar el modelo desarrollado con la capacidad de predecir los resultados de la combustión, a partir de la información experimental descrita anteriormente.

Los datos experimentales en los que se centrará el trabajo, además del modelo base de GT-Suite que simula el motor en el cual se han llevado a cabo los ensayos, han sido proporcionados por el Instituto de Investigación CMT – Motores Térmicos.

1.2 Objetivos

El Trabajo de Fin de Grado expuesto en este documento se propone, como objetivos principales, el desarrollo de una metodología que permita, en base a unos datos experimentales obtenidos en una sala de ensayos con un MCI de encendido provocado, alcanzar un modelo informático en el software GT-Suite capaz de simular los procesos ensayados. Se pretende así, validar la

información obtenida y el cálculo de cualquier dato adicional que no haya sido posible medir. Asimismo, se tratará de añadir al modelo descrito la posibilidad de predecir, a través de simulaciones parecidas, el proceso de combustión observado en el mismo motor, siguiendo igualmente un procedimiento similar al anterior.

Con el fin de alcanzar los objetivos propuestos, se establece la siguiente ruta de acción, detallada a continuación:

- Adquirir la base teórica necesaria para abordar el trabajo con criterio técnico y científico.
- Reunir los conocimientos requeridos para operar el software GT-Suite, familiarizarse con el uso del programa, y lograr un entendimiento del modelo base, proporcionado por el departamento CMT – Motores Térmicos, que se utilizará para representar el motor en cuestión.
- Realizar el tratamiento necesario de los datos e información experimental proporcionados, con tal de ser empleados en el modelo mencionado.
- Preparar y adaptar el modelo base para la representación de los puntos de operación disponibles del motor, e implementar la técnica del TPA.
- Estudiar el comportamiento del motor, el efecto de cada una de las variables de entrada del mismo, y las respuestas proporcionadas por las simulaciones del programa, con tal de comprender cómo puede calibrarse correctamente el modelo informático.
- Desarrollar un procedimiento de trabajo, basándose en las conclusiones extraídas de los estudios anteriores, con el que acondicionar los datos experimentales y los parámetros que rigen la simulación y de esta manera lograr unos resultados acordes a la realidad.
- Validar el modelo alcanzado corroborando los resultados del mismo con la información experimental proporcionada por el CMT.
- Modificar el modelo trabajado para adquirir la capacidad de predecir el proceso de combustión, desarrollando a su vez un procedimiento con el que lograr realizar la calibración necesaria.
- Validar de nuevo los resultados obtenidos en base a la información experimental proporcionada por el CMT.

1.3 Desarrollo

El trabajo en el que se basa este documento consta de tres partes, la *Memoria*, los *Anexos* y el *Presupuesto*.

En la Memoria, se detallan todos los conocimientos necesarios para la correcta comprensión y entendimiento del trabajo presente, tales como las nociones teóricas o como el funcionamiento de las herramientas empleadas, la metodología desarrollada durante la realización de éste, los resultados alcanzados al finalizar el mismo, el posterior análisis de dichos resultados con la intención de validar la metodología, y finalmente, las conclusiones extraídas. La información aquí enumerada se dispone en los seis capítulos brevemente resumidos a continuación:

- Capítulo 1, Introducción: en el que se presentan las razones que motivan la realización de este trabajo, los objetivos que se plantean alcanzar, los medios que se emplearán, y la ruta de acción a seguir para completar el mismo.
- Capítulo 2, Marco teórico: donde se expone todo el conocimiento teórico previo que debe reunirse para comprender el trabajo realizado. En él se definirá qué es un motor

de combustión interna alternativo, se abordarán las nociones básicas que describen su funcionamiento, y los distintos procesos reales que más adelante serán simulados en el software empleado.

- Capítulo 3, Herramientas: aquí se introducirá el software a través del cual se ha realizado el trabajo y se describirá brevemente el funcionamiento del mismo. A continuación, se detallará el modelo empleado y se explicará el método de simulación. Se tratará brevemente la obtención previa de la información experimental y diferentes tipos de software auxiliares utilizados en el procesado, tratamiento y análisis de datos.
- Capítulo 4, Metodología de Trabajo: en el que se explicará, detalladamente, el procedimiento desarrollado en este trabajo, que ha sido el objetivo central del trabajo en sí, acompañado de los estudios y análisis previos que han permitido su creación. Es, por lo tanto, uno de los capítulos con mayor importancia dentro de la memoria.
- Capítulo 5, Resultados: donde se expondrán los resultados obtenidos mediante la metodología expuesta en el capítulo anterior, se analizarán los mismos, y se validará el procedimiento seguido.
- Capítulo 6, Conclusiones: En este capítulo se resumirá el desarrollo del trabajo y los objetivos alcanzados, y se plantearán posibles mejoras y proyectos alternativos o adicionales con los que ampliar el estudio realizado.

En el presupuesto se realizará una estimación del coste que puede suponer el trabajo presentado, teniendo en cuenta el equipo empleado en el mismo y las horas de trabajo totales invertidas en su elaboración.

En los anexos, por otra parte, se incluirá información o documentación adicional relacionada con los temas abordados en el trabajo. Como ejemplo cabe mencionar tanto las características técnicas del motor empleado, como el análisis o tratamiento específico de datos, o los cálculos teóricos utilizados en la simulación.

2 Marco teórico

2.1 Introducción a los MCIA

2.1.1 Introducción a los motores térmicos

Un motor térmico, en esencia, es un tipo concreto de máquina de fluido, definiendo a ésta como aquella que intercambia energía mecánica con el exterior a través de la variación de energía del fluido que la atraviesa. Estas máquinas se pueden clasificar en base a una serie de criterios, siendo de gran importancia considerar por un lado la manera de utilizar el fluido de trabajo, lo que las divide en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas, y por otro el sentido del intercambio de energía, que las agrupa en máquinas motoras y máquinas generadoras:

- Una máquina hidráulica es aquella cuyo fluido de trabajo no varía su densidad durante su operación, mientras que una máquina térmica opera con variaciones de densidad en el fluido de trabajo. En estas últimas, por lo tanto, lo que se aprovecha, junto con la variación de temperatura, son las variaciones de densidad del fluido para lograr el intercambio de energía.
- Una máquina motora es aquella que extrae energía del fluido, mientras que una generadora la introduce en el mismo. En una máquina motora pues, se transforma la energía albergada en el fluido (sea hidráulica o térmica) para obtener energía mecánica.

Con esta clasificación en mente, (Mataix y Plana, 1986), se puede entender la definición de motor térmico, según la Real Academia de Ingeniería, como “[una] máquina que, mediante un ciclo, en el que evoluciona un fluido compresible, transforma energía térmica en mecánica”.

Dentro de los motores térmicos, cabe profundizar aún más en su categorización atendiendo a la forma de circular el fluido dentro de ella y observando de qué manera se aporta la energía al fluido de trabajo, es decir, dónde se produce la combustión. Según estos criterios se obtienen las siguientes categorías:

Según la circulación del fluido:

- Un motor térmico volumétrico o de desplazamiento positivo es aquél que encierra el fluido en un volumen limitado por los elementos mecánicos de la máquina con tal de extraerle la energía. Esto hace que su flujo sea pulsatorio, y dependiendo del tipo de movimiento del mecanismo propulsor se puede describir como alternativo, con movimiento lineal, o rotativo, con movimiento circular.
- Un motor térmico de flujo continuo o turbomáquina térmica se basa en el intercambio de energía entre un rodete y el propio fluido, lo que permite que el flujo sea continuo en todo momento.

Según el lugar donde se realice la combustión se distingue entre motores de combustión externa, que emplean el calor generado en una combustión ajena al fluido para proporcionarle la energía necesaria, y motores de combustión interna, donde la combustión sucede en el propio seno del fluido de trabajo.

Explicados todos estos conceptos, se entiende así mejor la definición que representa a un motor de combustión interna alternativo (MCIA): Éste es, en esencia, una máquina que extrae la energía de un fluido compresible mediante una combustión en el seno del mismo y un mecanismo propulsor alternativo.

2.1.2 Clasificación de los MCIA

Partiendo de la definición de MCIA, se describirán las diferentes formas de clasificarlos. Debe entenderse que estos criterios no son mutuamente excluyentes, sino que la categorización de un MCIA consiste en la combinación de dichas valoraciones. Aquellos criterios fundamentales pueden visualizarse en la siguiente figura:

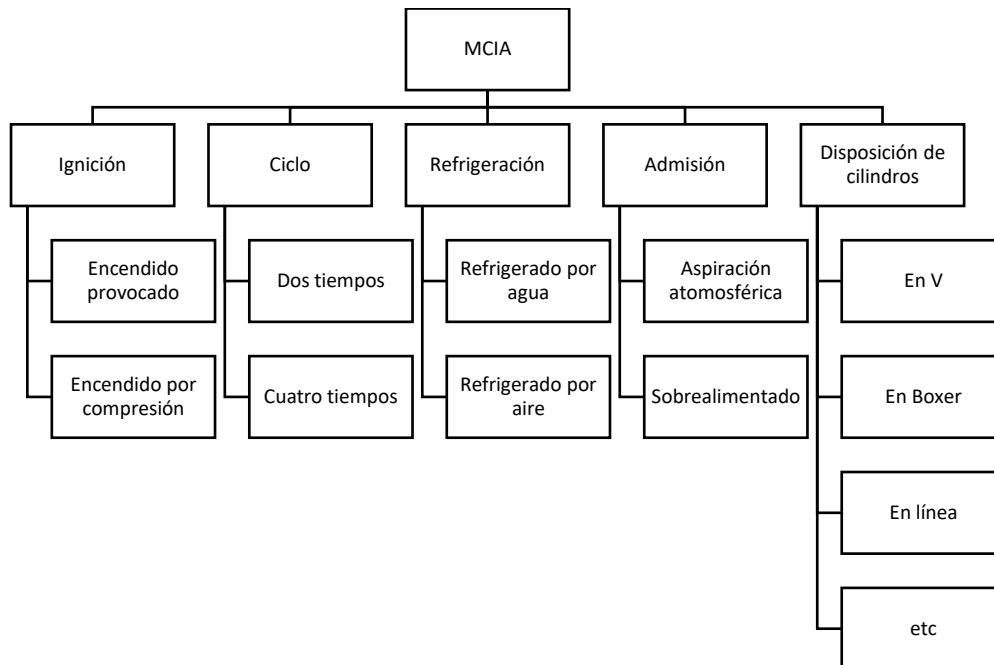


Ilustración 1. Clasificación de los MCIA.

Según el **proceso de encendido**, se clasifican los motores en los de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC). En los primeros, el fluido requiere de una fuente de energía externa para iniciar el proceso de combustión. Esto es generalmente logrado hoy en día mediante una descarga eléctrica de alto voltaje entre los dos electrodos de una bujía. Se provoca así rápidamente un foco de calor a gran temperatura que desencadena la reacción química. Por otro lado, en los motores de encendido por compresión, las propiedades de la mezcla combustible-aire empleada permite su autoencendido una vez que se le somete a altas temperaturas y presiones. Esto se logra mediante el proceso de compresión dentro de la cámara de combustión (W. Pulkrabek, 1997).

Atendiendo al **tipo de ciclo**, analizamos dos categorías básicas, los de dos tiempos (2T) y los de cuatro tiempos (4T). La diferencia entre ambos es básicamente la manera en la que se secuencia la renovación de la carga, es decir, el escape de los gases de combustión quemados y la admisión de aire fresco y combustible sin quemar. Estas dos fases van acompañadas de otras dos, la compresión de la mezcla, que la somete a las condiciones necesarias para la combustión, y la expansión de los gases quemados, cuando se convierte la energía liberada durante la combustión en energía mecánica.

Los motores de dos tiempos, cuyo ciclo se desarrolla con únicamente dos carreras del pistón, realizan todo el proceso con una revolución del cigüeñal. La admisión se produce durante la compresión, con el ascenso del pistón, y el escape durante la expansión, con el descenso del mismo.

En los motores de cuatro tiempos, su ciclo consiste en cuatro carreras de pistón, y supone dos revoluciones completas del cigüeñal, con dos descensos y dos ascensos. Así, hay un movimiento distinto para la admisión, compresión, expansión y escape.

Los motores de dos tiempos tienden a ser más sencillos, más ligeros y a tener mayor potencia específica, mientras que los de cuatro tiempos tienen mayor eficiencia y mayor vida útil, siendo además mucho menos contaminantes.

En cuanto a la **refrigeración**, existen dos sistemas básicos que dependen del fluido empleado como refrigerante, bien sea agua o aire. La refrigeración es vital para asegurar el funcionamiento del motor, ya que las altas temperaturas de operación del mismo ocasionarían el fallo mecánico de sus componentes si no se controlasen. La refrigeración por agua es mucho más efectiva que por aire, pues permite al motor funcionar con temperaturas menores, y de manera más eficiente, hecho por el que puede emplearse en motores con poca superficie de contacto. La refrigeración por aire, por otro lado, es mucho más simple y por lo tanto más económica y resistente ante posibles averías, aunque condiciona la geometría del motor.

La **admisión** se refiere, como se ha explicado previamente, a la fase en la cual una cantidad de aire fresco y de combustible sin quemar son introducidos en el cilindro del pistón. Se pueden distinguir a grandes rasgos dos maneras de introducir la mezcla en el cilindro: la aspiración natural o la sobrealimentación. La primera funciona generando una depresión dentro del cilindro según desciende el pistón, lo que provoca una diferencia de presión entre la atmosférica y la del propio motor, facilitando la aspiración de los gases. Este método limita la potencia máxima de un motor, ya que, si se quiere aumentar la energía entregada por ciclo, debe aumentarse el tamaño del cilindro con el fin de aumentar la cantidad de aire introducido. Por otro lado, en la sobrealimentación, se emplea una máquina hidráulica (normalmente un compresor) para forzar aire a presión dentro del cilindro. De esta manera, el aire admitido dispone de una mayor densidad, pudiendo aumentar la masa de aire disponible con tal de quemar más combustible en cada ciclo y aumentar así la energía entregada sin efectuar más modificaciones al motor. La sobrealimentación aumenta así tanto la potencia como la eficiencia del motor, aunque supone una mayor complejidad del mismo al necesitar de algún mecanismo que mueva el compresor (ya sea una conexión directa al cigüeñal o una turbina acoplada al sistema de escape).

Por último, pueden hallarse diversas maneras de disponer del **número y posicionamiento de los cilindros del motor** (W. Pulkrabek, 1997), ver figura XX. Los más simples son los motores monocilíndricos (a), con un único pistón conectado al cigüeñal. Lo usual, sin embargo, es encontrar motores con más de un cilindro, dispuestos de distintas formas:

- En línea (b), con los cilindros posicionados paralelos uno tras otro y conectados al mismo cigüeñal.
- En V (c), con dos grupos de pistones colocados en ángulo de entre 15 a 120 grados.
- Con cilindros opuestos (d), con dos grupos de pistones trabajando uno frente al otro y conectados a un mismo cigüeñal.
- En W (e), con tres grupos de pistones separados un ángulo fijo entre sí.

- Con pistones opuestos (f), compartiendo un mismo cilindro y cámara de combustión, pero aportando potencia a dos cigüeñales distintos.
- Radiales o en estrella (g), con los pistones esparcidos por un plano circular alrededor de un cigüeñal central común.

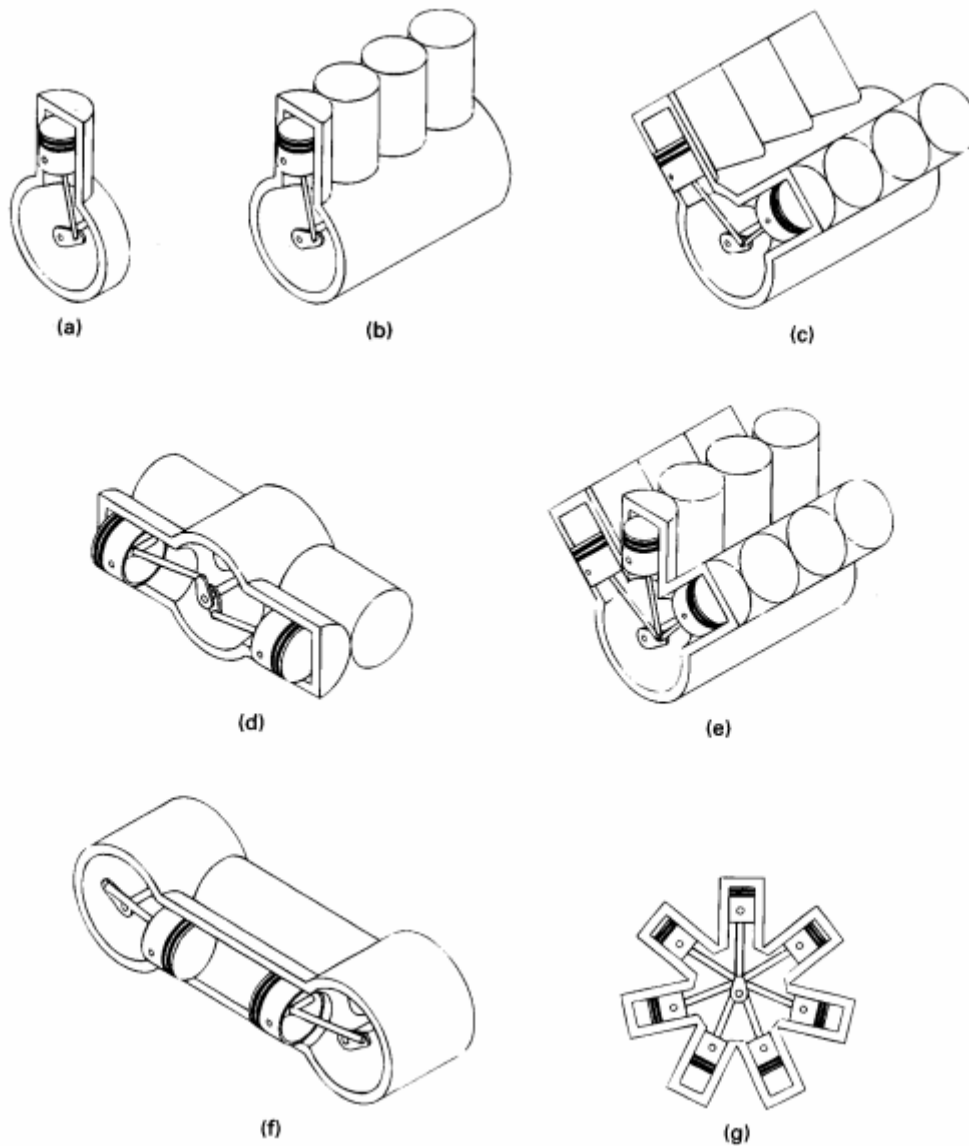


Ilustración 2. Disposición y orientación de los cilindros del motor. Fuente: W. Pulkrabek, 1997.

2.2 Características de los MCI

Con el objetivo de comprender cómo opera un motor, se procederá a explicar brevemente las características fundamentales que describen tanto la construcción como el funcionamiento del mismo.

2.2.1 Parámetros geométricos

Los elementos básicos de un motor son los cuatro que se citan a continuación. El pistón, el cilindro (que es el lugar donde se aloja el pistón), el cigüeñal (que transmitirá la potencia resultante), y la biela (que conecta el cigüeñal con el pistón).

Las relaciones geométricas deducidas y establecidas entre estos cuatro elementos son clave para entender y definir el funcionamiento del motor. Partiendo del esquema siguiente, se pueden observar estas medidas geométricas. D corresponde al *diámetro del pistón* (también conocido como *émbolo*), mientras que S , conocido como *carrera*, es la distancia que se desplaza el pistón en su ascenso y descenso. Con ambos parámetros queda definido V_d , o volumen desplazado, que es el espacio que barre el pistón cada vez que recorre su carrera. Inmediatamente encima del volumen desplazado se encuentra el volumen de combustión,

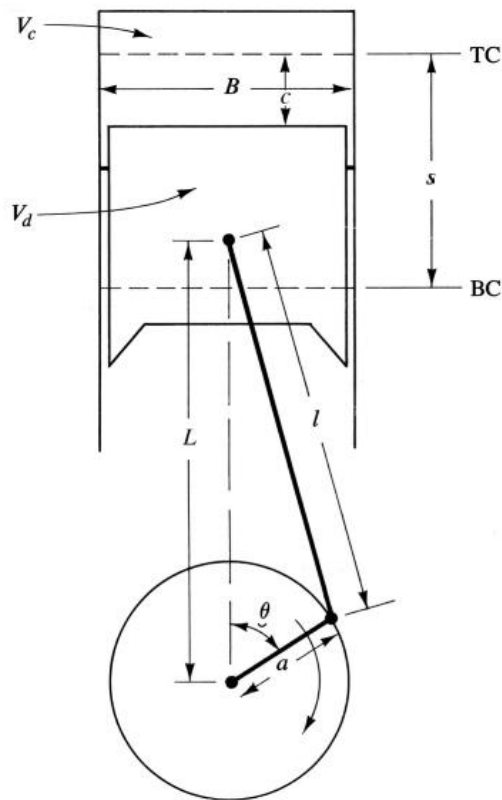


Ilustración 3. Esquema del cilindro, biela y cigüeñal.
Fuente: Heywood, 2018.

donde surgirá la misma. La posición máxima que alcanzará el pistón es conocida como el *Punto Muerto Superior* (PMS), mientras que la posición mínima se denomina *Punto Muerto Inferior*. Cabe destacar que se corresponden, respectivamente, con el momento en el que la biela está en la parte superior e inferior del cigüeñal. Los parámetros restantes son: a , el radio del cigüeñal, que como puede observarse equivale a la mitad de la carrera, y l , correspondiente a la longitud de la biela. La biela une mecánicamente el pistón con el cigüeñal, provocando que el ascenso y descenso del primero vaya unido al giro del segundo (W. Pulkrabek, 1997). Queda citar por último la *relación de compresión* (RC). Ésta es la relación entre el volumen total del cilindro cuando el pistón alcanza el PMI y del volumen del mismo cuando se halla en el PMS, es decir:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_C}{V_C}$$

Ecuación 1. Relación de compresión.

Esta ratio es determinante para definir la potencia (y, sobre todo, el rendimiento) que se consigue con el motor, como se explicará en apartados posteriores.

Unas válvulas de admisión y de escape, ubicadas normalmente en la parte superior, regulan la entrada y salida de gases de combustión frescos y quemados. Son operadas por un árbol de levas sincronizado con el giro del cigüeñal.

2.2.2 Ciclos del motor y parámetros indicados y efectivos

Tal y como se ha adelantado anteriormente, un motor de cuatro tiempos requiere de 4 fases para completar el ciclo:

- **Admisión:** El pistón desciende del PMS al PMI, creando una depresión que introduce un flujo de gases frescos en el cilindro, con las válvulas de admisión abiertas.
- **Compresión:** El pistón asciende del PMI al PMS, comprimiendo la mezcla para la combustión. Esta última ocurre hacia el final de esta fase.

- **Expansión:** Utilizando la energía liberada por la combustión, el pistón desciende del PMS al PMI, entregando trabajo.
- **Escape:** El pistón asciende del PMI al PMS, y sirviéndose de que las válvulas de escape estén abiertas, fuerza la salida de los gases quemados.

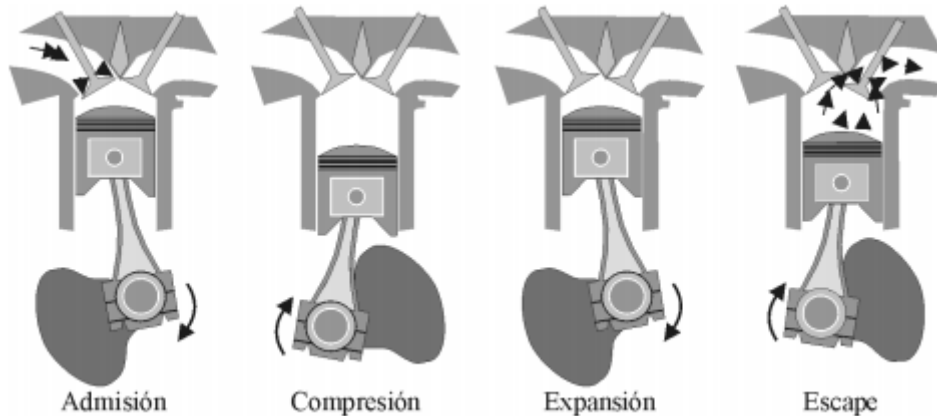


Ilustración 4. Fases de un MCIA de 4T. Fuente: F. Payri, & M. Desantes, 2011.

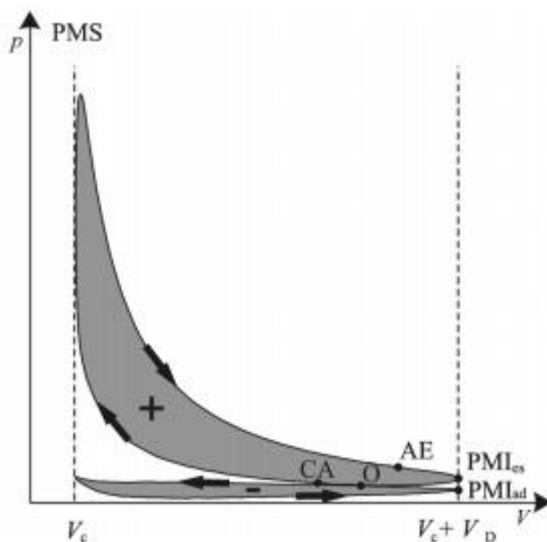


Ilustración 5. Ciclo de trabajo de un MCIA. Fuente F. Payri, & M. Desantes

El ciclo de trabajo de un motor puede estudiarse mediante un diagrama p-V, donde se representa la presión instantánea a lo largo del ciclo frente al volumen instantáneo del cilindro. Como puede entenderse, el trabajo es entregado por el pistón en la fase de expansión según realiza su descenso, mientras que consume trabajo cuando comprime la mezcla y cuando renueva la carga (mediante la admisión y escape). El primer caso corresponde al lazo de alta presión, mientras que el segundo corresponde al lazo de baja presión. Este trabajo es cuantificado mediante un diagrama presión-volumen (p-V) y calculable mediante la siguiente integral:

$$W_{c,i} = \oint p \, dV$$

Ecuación 2. Trabajo indicado.

El resultado de dicha integral es conocido como *trabajo indicado* del ciclo, y corresponde con el trabajo transferido de los gases al pistón durante un ciclo cerrado. Gráficamente, se corresponde con el área encerrada en el diagrama p-V, teniendo en cuenta que el área correspondiente al lazo de alta presión aporta trabajo (es decir, suma, al calcular la integral), mientras que el de baja presión consume parte de ese trabajo (resta) (Lecuona & Rodríguez, 2011).

Es por esta razón que los parámetros indicados pueden definirse de dos maneras dependiendo de los límites de la integral. En el caso de que sea una integral que recorra todo el ciclo, se

obtiene el trabajo indicado *neto*. Si, por el contrario, se recorren sólo las fases de compresión y expansión, las cuales corresponden al lazo superior en el diagrama p-V, se obtiene el trabajo indicado *total*. El último parámetro no tiene en cuenta la acción de bombeo y ninguno de los dos contempla la fricción y las resistencias de los elementos mecánicos.

El *trabajo de bombeo* es el empleado en las fases de admisión y escape, momento en el que se renueva la carga del motor, pudiéndose cuantificar con la realización de la integral anterior para las fases mencionadas. En el diagrama p-V corresponde al lazo inferior o lazo de baja. Es la diferencia entre ambos trabajos indicados, como ya ha sido explicado.

Resta definir el trabajo adicional que se gasta venciendo la fricción y las resistencias internas del pistón con el cilindro y las uniones de la biela. Éste se conoce como *trabajo de fricción*, y no puede calcularse directamente. También se suele incluir en este término la fuerza requerida por los accesorios y elementos auxiliares del motor, como por ejemplo los ventiladores o la sobrealimentación mecánica, en el supuesto de que existiera (B. Heywood, 2018).

La suma del trabajo de bombeo y trabajo de fricción se conoce como *pérdidas mecánicas totales*. Una vez se tienen en cuenta estas pérdidas, se alcanza el *trabajo efectivo*, siendo aquél que llega al cigüeñal y que es al fin extraído del motor a través del eje. Éste debe medirse experimentalmente.

De cualquiera de estos trabajos puede calcularse su correspondiente *potencia* (N), sabiendo que en un motor de cuatro tiempos se extrae trabajo del pistón cada dos revoluciones, y que por lo tanto i es igual a $1/2$. Así pues, la *potencia indicada* sería:

$$N_i = i \cdot n \cdot W_i$$

Ecuación 3. Potencia indicada.

Otro parámetro útil que puede extraerse es el de *presión media*, que representaría una presión constante que mantenida durante una carrera del pistón produce un trabajo igual al calculado. Encontramos así la potencia media indicada neta, potencia media efectiva, potencia media de bombeo... siendo el siguiente ejemplo la *presión media indicada*:

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D}$$

Ecuación 4. Presión media indicada.

Este parámetro, como se detallará más adelante, es de gran utilidad para definir el punto de operación del motor.

2.2.3 Parámetros de operación

El punto de operación de un motor se define normalmente con dos parámetros, el *régimen de giro* (n) por un lado y la presión media efectiva (PME) por otro. El primero se expresa en revoluciones por minuto (rpm) y equivale al número de giros que efectúa el cigüeñal durante un minuto. El segundo, explicado anteriormente, se mide en bar. Otro parámetro de interés que se ha de mencionar es el *dosado*, que, aunque no define un punto de operación, sí facilita información importante sobre él. Existe una última variable, derivada de la PME, que sí puede emplearse para definir el mencionado el punto de operación, denominada grado de carga.

El *dosado* (F) es la relación de masa de combustible y masa de aire presente en el cilindro del motor en el momento de la combustión. Como en cualquier combustión, el combustible requiere de una cierta masa de aire estequiométrica para poder quemarse totalmente. Esa ratio, expresado como la masa de combustible partido por la masa de aire necesaria, se conoce como *dosado estequiométrico* (F_e). Sin embargo, el motor no siempre opera con el dosado estequiométrico, ya sea porque se busca no hacerlo o porque es físicamente imposible lograr el dosado perfecto. Para poder entender rápidamente con qué dosado opera el motor frente al de referencia, se emplea el *dosado relativo* (F_r), que es igual al dosado absoluto F partido por el dosado estequiométrico F_e . En caso de ser mayor que uno, se conoce como dosado rico, lo que significa que hay más combustible del que puede quemarse, mientras que, si es menor que uno, se conoce como dosado pobre e implicará que sobra aire para conseguir la combustión completa.

El *grado de carga* (α o GDC) es la relación entre las prestaciones actuales del motor y las máximas que podría llegar a dar. Permite visualizar a qué fracción de su capacidad máxima está operando el motor. Esto puede expresarse de más de una manera, bien con los parámetros de salida (relación entre el par actual y el máximo a ese régimen de giro, o la potencia actual y la máxima a ese régimen de giro, o la PME actual y la máxima a ese régimen de giro) bien con los de entrada (gasto actual de combustible frente al gasto máximo posible). Se tendrá presente que el GDC expresado con parámetros de entrada no es equivalente al GDC expresado con parámetros de salida.

El *gasto másico de aire*, o *caudal másico de aire*, es la cantidad de masa de aire que entra en el cilindro en un determinado espacio de tiempo, y suele ser expresado en g/s.

El *rendimiento volumétrico* (η_v) se define como el cociente entre la masa que entra en el cilindro durante cada ciclo, que representa el gasto de mezcla real, y la cantidad de aire máximo que podría contener el cilindro a densidad atmosférica (o el lugar de donde aspire el motor), que es el gasto de mezcla de referencia. Este parámetro supone una base con la que valorar la calidad de la admisión y la renovación de la carga, sobre la que se hablará más adelante, y depende de dónde se tome el punto de referencia para cuantificar su densidad, siendo lo más común adquirir dicha medida en el colector de admisión. Un motor sobrealimentado puede lograr fácilmente un rendimiento volumétrico superior a uno, al comprimir el aire por encima de la presión atmosférica de la que proviene. Un motor de aspiración atmosférica suele tener su propio rendimiento volumétrico por debajo de uno, aunque depende de su punto de operación (Lecuona & Rodríguez, 2011).

2.3 Motores de encendido provocado

2.3.1 Renovación de la carga

La renovación de la carga es, tal y como indica su nombre, el proceso según el cual los gases de combustión quemados son expulsados del cilindro y posteriormente sustituidos por una mezcla fresca necesaria para el siguiente ciclo. Introducir la máxima cantidad posible de aire y retenerlo en el cilindro maximiza la potencia obtenida del motor. La cantidad de aire admitido determina la cantidad de combustible que puede quemarse, y de esta manera, la potencia que puede extraerse de cada repetición del ciclo de trabajo. Es éste por lo tanto el principal objetivo del proceso de intercambio de gases. Las válvulas responsables de controlarlo son a su vez

accionadas por un árbol de levas ubicado encima de los cilindros. Este árbol está sincronizado con el giro del cigüeñal para operar las válvulas en el momento preciso.

Proceso de admisión

El **sistema, o línea, de admisión** agrupa a los conductos o tuberías de admisión, el colector de admisión, la válvula de mariposa de admisión, las pipas de admisión, las válvulas de admisión, y el sistema de inyección de combustible. Algunos elementos adicionales, como los filtros de aire, pueden incluirse igualmente en la lista anterior. El proceso de admisión se inicia en el momento en el que se abren las válvulas de admisión. Este momento suele darse en el momento en el que el pistón finaliza la carrera de admisión y se encuentra en un punto cercano al PMS. Existe por lo tanto un breve periodo en el que ambas válvulas, admisión y escape, están ambas abiertas, lo que se conoce como *cruce de válvulas*. Una vez sobrepasado el PMS, se inicia la carrera de aspiración, en la cual el descenso del pistón crea una depresión que fuerza al aire fresco a entrar al cilindro por la línea de admisión, entrando al mismo a través de las válvulas de admisión. Una vez el cilindro se ha llenado de aire y combustible, y el pistón se encuentra en las cercanías del PMI, las válvulas se cierran y finaliza el proceso (Álvarez Flórez & Callejón Agramunt, 2005).

Proceso de escape

La **línea de escape** es similar a la de admisión. Comienza en las válvulas de escape, y continúa con el colector de escape, los conductos, los filtros de aire o convertidores catalíticos, y finalmente el tubo de escape. La fase de escape da inicio con la apertura de las válvulas de escape, según finaliza la fase de expansión. Hasta que el pistón no alcanza el PMI y comienza su ascenso, sin embargo, el flujo de escape es mínimo. Posteriormente, con el barrido del pistón, la presión en el cilindro aumenta y la mezcla quemada se ve empujada hacia el exterior de éste. A medida que el pistón se acerca al PMS, tiene lugar el cierre de las válvulas de escape, ocurriendo brevemente el cruce antes mencionado.

Efectos en el rendimiento volumétrico

Según el aire fluye a través de los elementos que componen la línea de admisión, pierde presión al encontrar resistencia en su avance, particularmente al verse forzado a atravesar los filtros y la *válvula de mariposa*, que no tiene por qué estar siempre abierta. Es precisamente esta válvula la que se utiliza para regular la carga del motor y la principal responsable de las caídas de rendimiento volumétrico siempre que el motor no opere a plena potencia. Los otros puntos donde el aire pierde parte de la presión son los puertos de los cilindros, ya que éstos sufren estrechamientos importantes respecto a los conductos precedentes, y en las propias *válvulas de admisión*, donde se fuerza al aire a pasar por un área muy limitada. Ambas líneas, por lo tanto, deben de estar diseñada de manera que no ocasionen unas pérdidas excesivas en el flujo de aire entrante, con el menor número de codos posible y disponiendo de unas paredes lisas con tal de reducir las pérdidas de presión. Estas pérdidas serían perjudiciales en ambas líneas, pues en la admisión disminuirían la cantidad total del aire aspirado, consiguiendo una menor potencia, y en el escape dificultarían la expulsión de los gases quemados, fomentando su acumulación en el cilindro, siendo perjudicial para la calidad de la combustión. La línea de admisión, no obstante, debe favorecer una alta velocidad de entrada, con tal de mejorar la eficiencia del proceso, y una alta turbulencia, con tal de fomentar la mezcla del aire con el combustible (W. Pulkrabek, 1997).

La temperatura a la que se encuentran estos mismos conductos puede ser otro efecto que limite el rendimiento volumétrico. En condiciones de operación, el calor emitido por el motor calentará los puertos de los cilindros, lo que causará que éstos eleven la temperatura del aire entrante, disminuyendo su densidad y por lo tanto, el gasto másico de aire admitido. Este efecto es más pronunciado a bajo régimen, cuando el aire atraviesa los conductos más lentamente y dispone de más tiempo para calentarse. El calentamiento del aire admitido no se limita únicamente a los conductos atravesados. Gases residuales, formados por aquéllos pertenecientes a la mezcla quemada en el ciclo anterior, y que no han podido ser evacuados correctamente en la fase de escape, pueden permanecer atrapados en el cilindro. Todo ello calentará la mezcla sin quemar, produciendo el mismo efecto negativo que se ha descrito anteriormente. El primero de estos sucesos puede disminuir el rendimiento volumétrico entre un 2% y un 3%, y el segundo, entre un 1% y un 2% (B. Heywood, 2018).

Como se ha mencionado, es la válvula de mariposa la que regula la carga, y consecuentemente, la potencia del motor. Cerrando dicha válvula se limita el aire entrante, decreciendo así la cantidad de combustible que puede quemarse y, por lo tanto, la energía obtenida durante el ciclo de trabajo. Si, de lo contrario, se desea una mayor potencia, se abrirá la válvula hasta su posición máxima, aumentando el rendimiento volumétrico y el gasto másico y logrando así una PME mayor y, por ende, una potencia mecánica superior.

El **accionamiento de las válvulas**, y su modo de empleo, tiene una influencia crucial en el proceso de la renovación de la carga. Su modo de operación queda descrito en los perfiles de levantamiento, gráficas que indican el grado de apertura de la válvula en cada momento, respecto al ángulo del cigüeñal. Existen dos métodos principales para regular estos perfiles. El primero consiste en modificar los tiempos de válvulas, es decir, en modificar la operación del árbol de levas para que éste accione las válvulas en el momento preciso. El segundo implica variar la holgura existente entre la leva y la válvula, cambiando la distancia que tendrá que recorrer la leva para empujar físicamente la válvula. De esta manera puede aumentarse o reducirse el tiempo que permanece abierta la válvula, junto con el levantamiento máximo. Los motores modernos son capaces de alterar ambos parámetros fácilmente, y por lo tanto, es un aspecto importante en el diseño del sistema de distribución.

La apertura de la válvula no es instantánea, y hasta alcanzar cierto grado de levantamiento, ésta estrangula la entrada o salida de aire del cilindro, lo que limita seriamente el flujo de aire. El tiempo total durante el cual las válvulas permanecen abiertas determina directamente la cantidad de aire que podría atravesarlas durante un ciclo de operación.

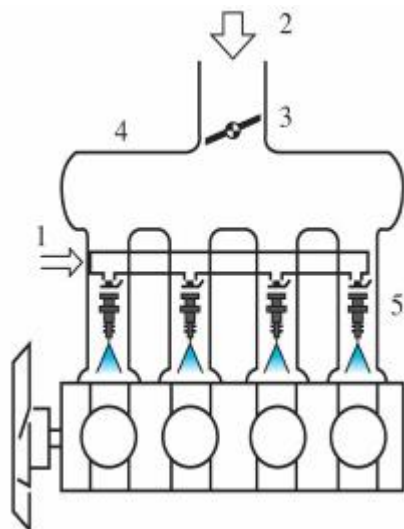
Asimismo, el momento particular durante el cual están abiertas es lo que determina su efecto preciso. Un cierre tardío de la válvula de admisión puede significar que parte del aire es expulsado por un reflujo según el cilindro inicie la compresión, mientras que un cierre temprano de ésta puede reducir la cantidad total de aire entrante. El régimen de operación juega un papel importante en estos fenómenos. Un régimen alto trae consigo una velocidad del aire elevada, lo cual conlleva que la inercia causada por estas velocidades siga forzando el aire a entrar en el cilindro incluso cuando el pistón está ascendiendo. Así, se puede retrasar el tiempo de válvula sin miedo a perder aire. A bajas velocidades, sin embargo, este efecto prácticamente no existe y el riesgo de sufrir reflujo es muy elevado (B. Heywood, 2018).

Con las *válvulas de escape* sucede un efecto similar. Una apertura y cierre tardíos pueden limitar la cantidad de gases expulsados, pudiendo así fácilmente dar como resultado una acumulación de gases residuales. Un cierre temprano puede, de la misma manera, reducir la cantidad de aire expulsado produciendo un efecto similar. Por último, una apertura temprana supone una caída de presión durante las fases finales de la expansión, reduciendo el trabajo extraído de los gases de combustión y causando una caída importante de la PME (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016).

Los efectos de los tiempos de las válvulas no sólo deben de ser estudiados de forma individual, ya que las repercusiones del solapamiento de los tiempos de ambas pueden ser importantes. Un cruce de válvulas excesivo supone un problema particular, ya que parte del aire admitido por un lado puede escapar por el otro, o peor aún, parte de la mezcla quemada puede expulsarse a través de las válvulas de admisión. El reflujo formado así dificulta gravemente la aspiración del aire durante la fase de admisión (Álvarez Flórez & Callejón Agramunt, 2005).

2.3.2 Formación de la mezcla

El combustible es introducido en la mezcla antes de que ésta alcance el cilindro, método conocido como **inyección indirecta**, o en el propio cilindro, conocido a su vez como **inyección directa**. El motor en torno al cual se centra el presente trabajo emplea un sistema que cae en la primera de estas categorías, conocido como **inyección de combustible en pipa**, o Port Fuel Injection (PFI). Este sistema suele ser multipunto, es decir, con un inyector por cilindro. En el caso presente, al ser un motor monocilíndrico, no resulta relevante. Las principales ventajas de este método de inyección son un par motor mayor, un rendimiento volumétrico mejorado y un dosado más preciso (B. Heywood, 2018).



1-combustible, 2-aire, 3-válvula de admisión, 4-colector de admisión, 5-inyector de combustible

Ilustración 6. Diagrama de PFI. Fuente: Heywood, 2018.

Sistema de inyección

Un *inyector eléctrico*, ubicado en la pipa de admisión del cilindro, se encarga de realizar esta tarea. El sistema que lo regula se compone de un tanque de combustible, de los conductos para la alimentación, de un filtro, de bombas de alimentación y de inyección, y del propio inyector. La primera de éstas impulsa al combustible hasta la segunda, la cual le otorga la presión necesaria para ser inyectado, que suele encontrarse entre los 2 y 10 bar. Una vez alcanzadas

estas condiciones, es permitido el paso del combustible hacia el inyector y éste es introducido en los conductos de admisión a través de los agujeros de salida de la tobera (Álvarez Flórez & Callejón Agramunt, 2005).

La alta presión de inyección, combinada con los estrechos agujeros de paso por los que se ve forzado el combustible, fomenta la pulverización del mismo en gotas extremadamente pequeñas. Una presión de inyección entre 3 y 7 bar, y unos agujeros de alrededor de 20 μ m de diámetro, garantizan unas gotas de un tamaño entre los 80 a 200 μ m (B. Heywood, 2018).

El sistema de control eléctrico permite variar la cantidad de combustible inyectado y su velocidad de inyección, dependiendo de las señales recibidas sobre la operación del motor, principalmente el gasto másico de aire y el régimen de giro. Esto permite controlar el dosado y el tiempo necesario para inyectar el combustible (entre 1.5 y 10 ms), con tal de garantizar las condiciones de operación adecuadas en todo momento para cada punto de operación. Un régimen de giro mayor requerirá una inyección del combustible más rápida que a un régimen más lento. Asimismo, dependiendo de la cantidad de aire admitido (que es, a efectos prácticos, como se regula el par motor) se requerirá más o menos combustible para alcanzar el dosado propuesto (B. Heywood, 2018).

Comportamiento del combustible inyectado

Con un sistema de inyección de combustible en pipa, éste entra en el flujo de aire como un chorro líquido, que se atomiza en pequeñas gotas según entra en contacto con el flujo de aire. La alta velocidad de inyección es necesaria para asegurar la evaporación del combustible y su mezcla con el aire, que debe de ser homogénea para cuando alcance el cilindro. La turbulencia del flujo de aire entrante puede ayudar también a la aparición de este fenómeno, y causa una atomización secundaria que reduce aún más el tamaño de las partículas de combustible. Las gotas más pequeñas se vaporizan directamente al ser arrastradas en el flujo, cuando son rápidamente aceleradas en la corriente de aire. Cualquier reflujo encontrado en las válvulas de admisión aumentará significativamente la cantidad de combustible evaporado de esta manera (B. Heywood, 2018).

La principal manera de asegurar la evaporación de las gotas más grandes, que por otro lado suelen ser así la mayor parte de ellas, es aprovechar la alta temperatura a la que se hallan las válvulas de admisión y los puertos de los cilindros, fruto de su proximidad a la cámara de combustión. De esta manera todo el combustible que se ponga en contacto con los mismos se evapora, lo que también ayuda a enfriar a las propias válvulas. Según las gotas de combustible se depositan sobre estas superficies, se evaporan y los gases resultantes son arrastrados por el flujo de aire (W. Pulkrabek, 1997).

Para el momento en el que la mezcla entra al cilindro, el combustible se ha vaporizado prácticamente de forma total. Aquí, la turbulencia de la mezcla fomenta la mezcla de la misma en el interior del cilindro, dando lugar rápidamente a una mezcla homogénea. El movimiento aleatorio de las partículas de aire y el combustible encontrado en estas condiciones resulta muy difícil de estimar o calcular, pero es vital para una combustión efectiva, como se explicará a continuación. La turbulencia encontrada depende directamente del régimen de giro del motor: con mayores velocidades se encontrará un régimen más turbulento (W. Pulkrabek, 1997).

2.3.3 Combustión

Introducción

En un MCI, el **proceso de combustión** debe de liberar la energía química del combustible en un espacio de tiempo muy reducido. Una combustión robusta es fundamental para un funcionamiento suave y correcto del motor, pero también debe de ser rápida, con el fin de ocupar poco tiempo del ciclo y hacer a éste más eficiente. Como se detallará a continuación, la combustión se ha de poder repetir sin experimentar variaciones excesivas, lo que garantizará una operación del motor con unas salidas (par motor, potencia...) estables (B. Heywood, 2018).

Se definirá la combustión como la oxidación del combustible en fase gaseosa, siendo un proceso exotérmico, que libera calor, luz y varios productos de reacción. La oxidación puede ser rápida o lenta, puede surgir con llama premezcla, llama de difusión o incluso sin llama. Existen, por lo tanto, muchas clases de combustión, la mayoría de las cuales escapan al ámbito de este trabajo. Basta mencionar que las dos grandes categorías de combustión son la generalizada y la localizada. La combustión generalizada se provoca por el autoencendido del combustible y quema toda la mezcla a la vez, por lo que no hay un frente de llama y existe solo una discontinuidad temporal. En la combustión localizada, una fuente externa da inicio al proceso y se propaga por el espacio a través de un frente de llama, existiendo por lo tanto discontinuidad temporal y espacial. La primera de éstas es demasiado brusca y destructiva como para ser de interés en la industria y menos aún en los MCI. La segunda se subdivide en detonaciones, que tienen una velocidad de propagación muy elevada y generan ondas de choque muy potentes, y en deflagraciones, con una velocidad de propagación más lenta. Son éstas las que más interesan a la hora de diseñar y operar MCI, y por lo tanto en las que se centrará este apartado (R. Turns, 1996).

Para que se produzca la combustión, es necesario disponer tanto de combustible como de oxidante. En el caso de un MCI, el oxidante es el aire. Como se ha mencionado anteriormente, es posible determinar, en base a la reacción química, la cantidad justa de oxidante necesaria para quemar totalmente una cantidad de combustible. La proporción entre esa cantidad y el combustible a quemar es el denominado dosado estequiométrico, ya mencionado anteriormente. Un dosado rico es aquel en el que falta oxidante, lo que dará lugar a una combustión incompleta, en un dosado pobre, sin embargo, sobra oxidante, lo que garantiza una combustión completa.

El oxidante utilizado en las combustiones surgidas en un MCI es el oxígeno, y la reacción resultante deja como productos, en caso de una combustión perfecta, dióxido de carbono y agua.

Poder calorífico del combustible y temperatura de llama adiabática

El proceso de combustión, y sus resultados dependen en gran medida del combustible quemado. Una de las características más importantes del combustible es el *Poder Calorífico*. El término responde a la cantidad de energía que puede ceder un combustible, en una reacción de oxidación a presión constante, por unidad de masa de éste. Puede deducirse a partir de las entalpías de los reactivos (el combustible en cuestión y el oxidante empleado) y de sus productos. Existen dos formas de obtener este valor, el *Poder Calorífico Superior* que es el obtenido midiendo toda la energía desprendida realmente y el *Poder Calorífico Inferior* que tiene

en cuenta la energía absorbida por los productos, como ejemplo el agua, en la evaporación causada por las altas temperaturas alcanzadas. Debido a que las condiciones de operación de un MCI serán siempre superiores a la temperatura de ebullición del agua, se hablará siempre del Poder Calorífico Inferior del combustible.

Partiendo de la información anterior, y asumiendo una combustión perfecta a presión constante, que es a su vez adiabática porque no ocurre transferencia de calor ni de trabajo con el exterior, es posible calcular la *temperatura de llama adiabática*, a través de la siguiente expresión:

$$[H_p(T) - H_p(T_0)] - [H_R(T) - H_R(T_0)] = -(\Delta H)_{p,T_0}$$

Ecuación 5. Conservación de la energía en una combustión adiabática a presión constante.

Donde H_p es la entalpía de los productos, H_R es la entalpía de los reactivos, T_0 es la temperatura inicial, y T es la temperatura final, que se corresponde con aquella buscada.

Este supuesto considera que toda la energía cedida durante la combustión se emplea en calentar los productos de la misma, por lo que la temperatura de llama adiabática representa la temperatura máxima que puede alcanzarse en la combustión. En una situación real, particularmente aquella encontrada en el interior del cilindro del motor, este caso es imposible, ya que parte de la energía se destina a realizar trabajo impulsando al pistón en su descenso, y otra parte termina calentando las paredes y elementos constructivos del cilindro.

Frente de llama y velocidad de llama

En las deflagraciones, la combustión se produce en una región confinada del espacio conocida como *llama*. La llama puede ser premezclada o de difusión, dependiendo de si los gases de combustión son homogéneos o no lo son en el momento de iniciar la combustión. Las primeras suelen ser las encontradas en MEP, mientras que las segundas se encuentran en los MEC. La llama de difusión es conocida así porque la mezcla se quema según se va formando con la difusión del combustible gaseoso en el aire. Sin embargo, dado que el motor sobre el que se ha basado este trabajo es un MEP y emplea una llama premezclada, la teoría desarrollada aquí se centrará igualmente en este tipo de llama, obviando la anterior.

La llama, a su vez, puede ser laminar o turbulenta. En la primera, el avance de la misma se produce a través de procesos moleculares. En la segunda, el avance es aumentado por el movimiento macroscópico de remolino encontrado en la mezcla quemada, que ayuda a mezclar la llama con los gases sin quemar y aumenta la superficie de contacto entre ambas mezclas. A mayor turbulencia, por lo tanto, se fomenta más la propagación de la llama y se consigue una mayor velocidad de quemado. Este fenómeno se da con regímenes altos y provoca una mayor turbulencia dentro del cilindro.

En una combustión de deflagración premezclada, el *frente de llama* separa a los gases quemados de los gases sin quemar, siendo el mecanismo a través del cual se propaga la combustión. La velocidad a la que avanza la combustión es por lo tanto la velocidad a la que avanza la llama. Esto es conocido como *velocidad de llama*. A su vez se puede dividir en *velocidad de llama laminar* y *velocidad de llama turbulenta*. La primera de ellas describe la velocidad relativa a la que la mezcla no quemada se mueve hacia el frente de llama y cómo se transforma en los productos de la oxidación, en condiciones de llama laminar. La velocidad de llama turbulenta hace referencia al desplazamiento del frente de llama debido a los movimientos macroscópicos

de la mezcla quemada, según se propaga ésta por la turbulencia a la cual está sometida. Aunque a nivel macroscópico, la llama avanza principalmente por el efecto de la velocidad de llama turbulenta, a nivel microscópico local, es la velocidad de llama laminar la que rige el avance de la misma. Es por lo tanto la contribución de ambas lo que determinará la velocidad de llama resultante. Más detalles sobre cómo puede calcularse este parámetro pueden ser encontrados en el Anexo IV.

El frente de llama, a grandes rasgos, puede dividirse en dos partes, una primera denominada zona de precalentamiento y conducción, y una segunda llamada zona de reacción. Según éste se acerca a los gases sin quemar, éstos mismos entran en la *zona de precalentamiento*, donde su temperatura comienza a aumentar, principalmente por la conducción del calor generado en las siguientes zonas, y comienzan a surgir las primeras prereacciones. Son poco exotérmicas, y reducidas en número, por lo que la temperatura no aumenta sustancialmente. A continuación, pasan a la *zona de conducción*, donde la energía térmica proveniente de las reacciones químicas eleva sustancialmente su temperatura y acelera las reacciones intermedias. Es aquí cuando la temperatura de la mezcla alcanza la *temperatura de ignición*. Así, la mezcla entra en la *zona de reacción*, donde se manifiestan las etapas finales de la oxidación y finalmente la extinción de la llama. Es en esta zona donde se dan la mayor parte de las reacciones y donde se libera la mayoría de la energía y calor. En un MCIA, el espesor de la zona de precalentamiento y conducción es aproximadamente de 0.2 mm. Es a través del estudio de estos fenómenos como puede deducirse la velocidad de llama laminar.

La velocidad laminar de la llama se define a partir de la siguiente expresión:

$$S_L = \frac{dm_b/dt}{A_f \cdot \rho_u}$$

Ecuación 6. Definición de la velocidad laminar de llama,

Donde m_b es la masa de mezcla quemada, A_f es el área de la llama y ρ_u es la densidad de la mezcla sin quemar. Métodos empíricos para calcular esta velocidad, como los que serán empleados en el software manejado, están detallados en el Anexo IV. Están basados en las propiedades fisicoquímicas del combustible utilizado, junto con otros parámetros que definen las condiciones en el interior del cilindro. La velocidad de llama laminar puede ser negativamente afectada si se diluye con otros gases, como por ejemplo la mezcla residual atrapada en el cilindro. Esto disminuye la energía liberada por unidad de masa de mezcla (debido a su dilución), que a su vez reduce la temperatura de llama adiabática y empeora los resultados de la combustión. Este fenómeno se puede dar con cualquier gas que diluya la mezcla, incluyendo el aire presente en una mezcla pobre, pero es mucho más perjudicial si son los gases residuales mencionados los que intervienen.

Como puede entenderse ahora, el calentamiento de los gases no sólo eleva la temperatura de los reactivos, sino que ayuda a difundir sus especies dentro de la llama y acelera las reacciones químicas, con lo que ayuda a propagar la misma. Por lo tanto, una mayor temperatura acelera la velocidad del frente de llama laminar. Es por esta razón por la que una mezcla rica o estequiométrica, que produce mayor temperatura, tendrá una de las velocidades de quemado más rápidas.

En un frente de llama turbulento, el “contorno” de llama turbulento se muestra “arrugado”, a medida que se curva y deforma debido a los movimientos locales de la mezcla. El frente de llama turbulento “penetra” la mezcla sin quemar, impulsada por el movimiento aleatorio encontrado dentro del cilindro. Esto causa que el contorno del frente de llama sea sumamente irregular, pudiendo definirse un límite superior (donde se encuentran las partes más avanzadas de la mezcla quemada), un límite inferior (donde se encuentran las más lentas) y un frente medio, encontrado entre ambos. Significa, por lo tanto, que mientras el *espesor de llama laminar* es fino (de escasas décimas de milímetro), el *espesor de llama turbulento* (aquel encontrado entre ambos límites) es considerablemente más grueso. Localmente, cada porción de esta superficie se comporta como un frente de llama laminar, avanzando perpendicularmente a su propio contorno mientras continúa la combustión de la mezcla sin quemar. Cabe destacar que hasta una cuarta parte de toda la masa ubicada dentro del espesor de llama turbulento puede permanecer sin quemarse, lo cual da una idea de la irregularidad geométrica de la llama.

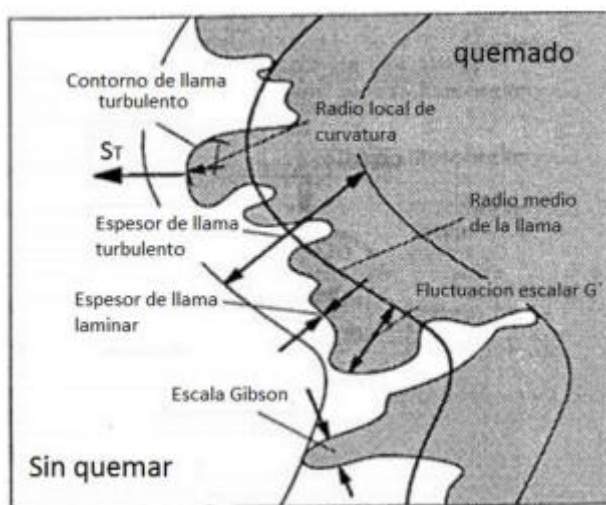


Ilustración 7. Propagación del frente de llama turbulento. Fuente: Jaramillo Álvarez, 2017.

En condiciones normales, este espesor de llama turbulento, o al menos la “superficie” del mismo, muestra una forma equiparable a una esfera. Es por lo tanto usual describir esta esfera mediante el radio de gas quemado, o r_b , y el área esférica de quemado, A_b . A_L es la superficie laminar de quemado, que es la que mostraría la llama al quemar laminarmente de forma local. La turbulencia local, como los remolinos formados, pueden, sin embargo, deformar esta esfera.

A_L y A_b son inicialmente similares al principio de la combustión, cuando la llama está en sus primeras fases. Esta llama inicial es conocida como *núcleo de la llama*. A medida que el frente de llama avanza, y la superficie crece, ésta se va arrugando, con lo que la relación entre ambas superficies va creciendo. Así, A_L aumenta notablemente a mucha mayor velocidad que A_b , ya que no sólo es mucho más irregular la superficie laminar que la turbulenta, sino que el grosor de la llama turbulenta también crece, mientras que el de la llama laminar se mantiene constante. Cuando la llama alcanza un tamaño crítico, aproximadamente 10 mm de radio, la diferencia entre ambas áreas es ya inmensa y la gran superficie de contacto resultante entre las mezclas (la quemada y la no quemada) permite alcanzar altas velocidades de propagación de la llama (por encima de 10 m/s). Una vez el frente de llama logra los 30 mm de radio, la velocidad de propagación consigue un valor constante. Finalmente, según la llama alcanza las paredes, y la

propagación del frente de llama turbulento se ve impedida, se consume el resto de la mezcla sin quemar atrapada en dicho frente, y se extingue la llama.

La interacción de los gases sin quemar con los gases quemados es por tanto lo que rige la velocidad de llama turbulenta, particularmente la relación A_u/A_b . Esta velocidad se define, de manera sencilla, mediante la siguiente expresión (B. Heywood, 2018):

$$S_b = \frac{dm_b/dt}{A_b \cdot \rho_u}$$

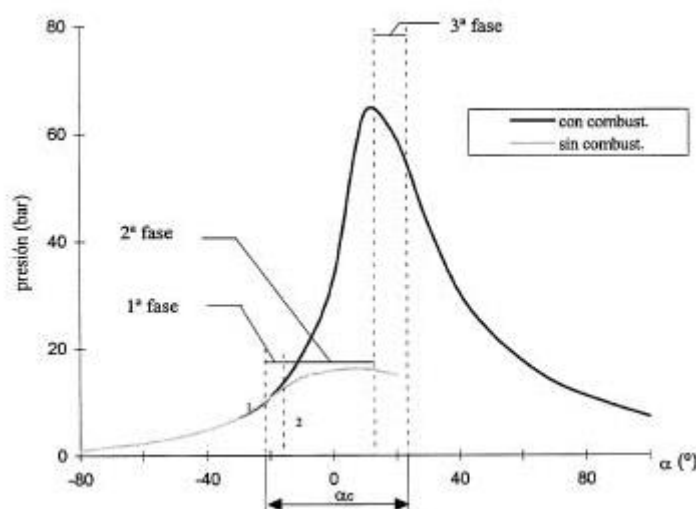
Ecuación 7. Definición de la velocidad turbulenta de llama.

De nuevo, el método empírico con el que calcular la velocidad de llama turbulenta es descrito en el Anexo IV.

Nótese que el volumen de combustible quemado crece a mayor velocidad que la masa del mismo, ya que la densidad de los gases quemados es casi cuatro veces inferior al de los gases sin quemar.

Proceso de combustión

El proceso de combustión se suele analizar siguiendo la evolución de distintos parámetros dentro del cilindro, tales como la evolución de la fracción de masa o del volumen de combustible quemado, de la velocidad de quemado, de la temperatura o de la presión. De cualquier forma, todos ellos se referencian al ángulo de giro del cigüeñal (medido en grados). Otros valores de interés son el *tiempo de combustión*, y el rendimiento de combustión. El primero de ellos, medido normalmente en grados de cigüeñal, cuantifica cuánto se tarda en quemar la mezcla, cogiendo como referencia dos puntos aleatorios. Suele expresarse como CA 10-90 (CA refiriéndose a *Crank-Angle*, o *Ángulo de Cigüeñal*), es decir, la variación de los grados entre el punto en el que se ha quemado el 10% y el punto en el que se llega al 90% de la masa del combustible quemado. El segundo de ellos trata de valorar la calidad de la combustión, y a grandes rasgos mide qué porcentaje de energía se ha liberado en la combustión en base a toda la energía disponible en el combustible inicial.



Donde la 1ª fase corresponde a la inicial, la 2ª a la de propagación y la 3ª a la extinción.

Ilustración 8. Fases de la combustión en un MEP. Fuente: Álvarez Flórez & Callejón Agramunt, 2005

El proceso de combustión en un MEP puede dividirse en cuatro partes claramente diferenciadas:

- **Ignición:** Es la bujía, en esta fase, la que, mediante una acumulación de voltaje, genera una diferencia de potencial entre sus electrodos, ionizando el aire entre ellos y provocando una descarga que genera un arco eléctrico. La chispa resultante, a una temperatura muy elevada, crea un punto caliente que enciende la mezcla de combustible de forma local. Se forma así el grano de llama inicial.
- **Fase inicial:** Inmediatamente después de la descarga de la bujía, se forma el núcleo de la llama. Mientras dura esta fase, como ya se ha explicado anteriormente, el frente de llama puede considerarse a grandes rasgos como laminar. Al no haber desarrollado el tamaño necesario, la irregularidad del frente de llama es demasiado reducida como para que la velocidad de llama turbulenta sea apreciable, y, por lo tanto, es la velocidad de llama laminar el motivo principal que causa la propagación de la combustión. La liberación de energía de la llama incipiente es tan reducida que la mayor parte de la presión dentro del cilindro en este momento es atribuible a la compresión, no a la propia combustión. Finalmente, a unos pocos grados antes del PMS, el tamaño del frente de llama alcanza un radio cercano a los 10 mm.
- **Fase de propagación:** Cuando el frente de llama alcanza el tamaño anterior, es lo suficientemente grande como para considerar que su velocidad es turbulenta, es decir, es éste el principal método de propagación de la llama. Debe tenerse en cuenta que la densidad de los gases quemados es casi cuatro veces inferior a la de los gases sin quemar, por lo que el volumen de la mezcla quemada crecerá cuatro veces más rápido que su masa. Así, la presión dentro del cilindro va aumentando paulatinamente hasta superar aquella propia de la compresión, que va incrementándose hasta alcanzar un punto máximo pasado ligeramente el PMS. Una vez alcanzado éste, la presión decae a medida que el descenso del pistón aumenta el volumen del interior del cilindro.
- **Fase de extinción:** Una vez el frente de llama alcanza las paredes, deja de disponer de espacio para expandirse. La propagación turbulenta desaparece y la masa residual es quemada laminarmente. Una vez que se ha quemado toda la mezcla posible, la llama se extingue y finaliza el proceso de combustión.

Todo el proceso de combustión debe de estar correctamente sincronizado con respecto al PMS para obtener la potencia o par motor máximo. Existe por lo tanto un tiempo de descarga de la bujía que maximiza los resultados del motor. Este tiempo ideal se puede alcanzar conociendo la duración de la combustión, que suele rondar entre los 40 y los 60 grados. Por ello, la chispa debe saltar antes del fin de la compresión, alrededor de 20 a 50 grados antes. Atrasar o adelantar la chispa provoca cambios significativos en el calor y trabajo cedido por la combustión, y por lo tanto en las prestaciones del motor. Un adelanto exagerado puede significar que el pico de presión coincida con el PMS, aumentando enormemente la presión acumulada en la cámara de combustión, y provocando efectos perjudiciales en la operación del motor, tales como el picado de biela que se describirá a continuación. Un retraso significativo, por otro lado, puede hacer que las etapas intermedias de la combustión se produzcan cuando el pistón haya descendido demasiado, y la presión debido a la compresión, por lo tanto, haya caído lo suficiente como para que la combustión no pueda producirse adecuadamente. Estos cambios no solo afectan a la transferencia de trabajo de los gases al pistón, sino que pueden provocar fallos catastróficos en la máquina operada (B. Heywood, 2018).

Combustiones anómalas

Un avance de encendido incorrecto también puede ocasionar combustiones anormales, como el *encendido superficial* y el *picado de biela* (o detonación). La primera es una ignición del combustible debido a una superficie sobrecalentada, como las válvulas o incluso la propia bujía. Puede ocurrir antes del salto de la chispa (*preignición*) o tras el mismo (*postignición*). Ambos dan como resultado una combustión incontrolada que puede derivar en el picado de biela, si bien la preignición tiene más posibilidades de causarla y por lo tanto es más peligrosa. El picado de biela, por otro lado, es la más importante de las combustiones anormales. Ocurre cuando una porción de la mezcla sin quemar sufre un autoencendido espontáneo, por la elevada presión, temperatura o densidad (fruto por ejemplo de un adelanto de la descarga de la bujía) a la que se ve sometida. Este proceso de combustión libera espontáneamente su energía química, entre cinco y veinticinco veces más rápido que una combustión normal. Se crean así unas bruscas oscilaciones a alta frecuencia de presión que dan lugar a los ruidos metálicos por los cuales se nombra este fenómeno. El picado de biela es especialmente dañino y puede terminar ocasionando un fallo catastrófico en el motor, por lo que es de suma importancia evitar que suceda (B. Heywood, 2018).

Dispersión cíclica

La formación, desarrollo y propagación de la llama varía de ciclo a ciclo, condicionando los resultados de presión, temperatura y evolución de la masa de quemados. Esto se debe a que el comportamiento de la llama depende de la composición y movimiento local de la mezcla, particularmente en las vecindades de la bujía, que obviamente no serán idénticos de ciclo a ciclo. Este fenómeno se conoce como *dispersión cíclica* y su importancia es doble.

Primero, necesariamente toda la información que se extraiga del proceso debe de ser una media adquirida tras el análisis de varios ciclos. Por lo tanto, cualquier modificación o ajuste que se realice, como el tiempo de encendido, implica que no afectará por igual a todos los ciclos, ya que aquellos más rápidos que la media tendrán un encendido de bujía retrasado mientras que los más lentos tendrán un encendido de bujía adelantado. Esto provocará reducciones en el par motor y en el rendimiento del motor.

Segundo, son los extremos de la dispersión los que limitan la operación del motor, particularmente los ciclos lentos, ya que son los más propensos a sufrir combustiones incompletas o incluso a no iniciar la combustión. Cualquier modificación del ciclo, por lo tanto, requiere de un compromiso para evitar que esos ciclos lentos perjudiquen el funcionamiento del motor, lo que puede implicar renunciar a la configuración óptima para el ciclo medio.

Es por lo tanto crucial limitar la dispersión cíclica del motor trabajado.

2.3.4 Emisiones

Los motores de combustión interna, como los de encendido provocado tratados en los apartados precedentes, son una fuente importante de emisiones aéreas. El análisis, tratamiento y reducción de estos contaminantes es ajeno al trabajo realizado, pero es interesante esbozar un breve resumen sobre su formación, ya que es un resultado directo del proceso de combustión detallado anteriormente. De todas las emisiones encontradas en el cilindro, aquéllas que tienen una relevancia para el posterior desarrollo del presente proyecto son las siguientes:

- *Hidrocarburos sin quemar* (abreviados como HC): Los hidrocarburos sin quemar proceden, a grandes rasgos, de aquel combustible que no ha sido quemado durante el proceso de combustión, o de fragmentos del mismo que sólo lo han sido parcialmente. Los orígenes de este contaminante son diversos. Por un lado, pueden ser causa de combustiones incompletas, en las cuales los HC son expulsados del cilindro antes de que se complete su oxidación. Esta situación puede darse si la mezcla ha sido encendida demasiado tarde. Por otro lado, los HC pueden deberse a combustible que se encuentra fuera de los límites de la inflamabilidad. Puede darse el caso de que el frente de llama no llegue a alcanzar parte de la mezcla a medida que ésta descienda por el pistón o que la llama se apague antes de consumir el combustible depositado en las paredes del cilindro. Existe una causa adicional posible, encontrada en las fugas que sufre la mezcla del cilindro a través de la holgura existente entre el pistón y la camisa del cilindro. Ésta, aunque teóricamente sellada, puede permitir el paso de la mezcla cuando se dan las elevadas condiciones de presión propias del final de la compresión. El combustible forzado en esta zona puede después volver al cilindro, en cuyo caso forma parte de esos hidrocarburos sin quemar, o puede terminar como fugas en el cárter. Este último hecho es conocido como *fuga por blowby*.
- *Óxidos de Nitrógeno* (abreviado como NOx): Los óxidos de nitrógeno engloban todos los compuestos químicos formados por nitrógeno y oxígeno, pero en su mayoría están compuestos por el monóxido de carbono (NO) y por el dióxido de carbono (NO₂). El primero se forma a consecuencia de las altas temperaturas y presiones encontradas en la cámara de combustión, y después se oxida dando lugar al segundo compuesto. La formación de estas emisiones, por lo tanto, es especialmente sensible a las condiciones encontradas en el cilindro durante la combustión, pues a mayor temperatura, mayor cantidad de NOx se formará.
- *Monóxido de carbono* (abreviado como CO): Su formación se produce cuando la combustión de una sustancia que contiene carbono (tal como el combustible empleado en los MEP) se quema con una deficiencia de oxígeno. El CO es una de las especies intermedias que se forma durante la combustión en condiciones de altas presiones y temperaturas, y es después oxidado para formar CO₂. La ausencia del oxígeno necesario para realizar la combustión estequiométrica impide que se forme el dióxido de carbono, causando una acumulación del monóxido de carbono. Es por lo tanto común en combustiones que se realizan con un dosado rico, o si, por el motivo que sea, no existe el oxígeno local requerido durante la combustión.

3 Herramientas

3.1 Datos experimentales

La colección de datos experimentales obtenidos en la sala de ensayos número 5 del CMT ha sido la base sobre la cual se ha fundamentado el presente trabajo. Estos datos han aportado la información necesaria para guiar y validar la calibración del modelo teórico. El procedimiento experimental que se detallará a continuación se llevó a cabo con antelación al comienzo del presente trabajo, y su autor no estuvo involucrado en él. Aun así, es de interés conocer cómo se obtuvieron los datos que sí se han empleado en dicho trabajo.

El motor AVL5405 sobre el cual se ha centrado este trabajo es un MCI monocilíndrico de inyección indirecta (mediante Port Fuel Injection, o PFI) y encendido provocado, que emplea como combustible RON-95. Su volumen desplazado es de 454 cm³, tiene una relación de compresión nominal de 11.5:1, y dispone de cuatro válvulas, dos de admisión y dos de escape, accionadas por un sistema de distribución variable. Cabe notar que el motor cuenta con dos sistemas de inyección, uno directo y otro indirecto, pero en los ensayos y calibración se ha hecho uso únicamente de este último. El resto de las características particulares del motor están detalladas en el Anexo I.

Los puntos de operación que se midieron, y que han sido posteriormente empleados en el proyecto, son los siguientes:

- 1000 rpm a 6 bar
- 1000 rpm a 10 bar
- 2000 rpm a 4 bar
- 2000 rpm a 6 bar
- 2000 rpm a 10 bar
- 3000 rpm a 4 bar
- 3000 rpm a 11 bar
- 4000 rpm a 4 bar
- 4000 rpm a 7 bar

El software empleado para realizar los ensayos fue PUMA e IndiCom, ambos propiedad de AVL. El primero es empleado para configurar y controlar ensayos de motores, mientras que el segundo es empleado para procesar y analizar los resultados de los mismos (AVL, 2020).

El procedimiento mediante el cual se realizó el ensayo se detallará a continuación. En un inicio, se calentó el agua y aceite del motor hasta las condiciones de operación. Se puso en marcha el motor en condiciones de arrastre hasta alcanzar las 2000 rpm, que era el punto de referencia, momento en el cual se activa el sistema de encendido y de inyección. En ese punto de operación, se realizaron tres medidas y se compararon con los datos de referencia, con el fin de corroborar las mediciones. A continuación, se desactivó el sistema de inyección y se varió el régimen de giro hasta alcanzar el punto que se pretendía medir, reactivando el sistema de inyección en dicho punto. Una vez ahí, se manipularon, con tal de alcanzar la PMI, la presión de admisión y el dosado relativo buscados para el ensayo, los siguientes parámetros: la válvula de mariposa de la admisión, la duración de la inyección de combustible y el avance de la chispa. Se comenzó por la primera para ubicar la presión de admisión en los valores deseados, se siguió alterando la duración de la inyección para conseguir el dosado buscado y se finalizó modificando el avance

de chispa hasta lograr el CA50 conveniente. El valor de CA50 que se definió como objetivo fue aquél que indicaba el manual. En el caso de no estar éste explícito para el punto deseado, se trató de obtener el CA50 que proporcionaba el máximo par motor. Se trató siempre de disponer de varias iteraciones de cada parámetro hasta lograr la combinación óptima. Finalmente, una vez se alcanzó, se esperó el tiempo suficiente y necesario para que se estabilizasen las lecturas de temperaturas y presiones y se realizaron las mediciones. Se repitió el proceso descrito para cada uno de los puntos mencionados anteriormente.

Cada medición consistió en 250 ciclos para obtener los datos indicados (presiones, tiempos de quemado... etc.), y 30 segundos para obtener los datos promedio (temperaturas, gastos máxicos... etc.). A su vez, cada medición se repitió una segunda y una tercera vez para asegurar la validez de las mismas.

3.2 GT-POWER y modelo teórico

3.2.1 Software

El principal software empleado en la elaboración de este Trabajo de Fin de Grado ha sido GT-Power, desarrollado por Gamma Technologies. Este es un programa de simulación de motores térmicos empleado por las principales empresas del sector de la automoción de todo el mundo.

La simulación de GT-Power emplea modelos unidimensionales o cerodimensionales termodinámicos y de mecánica de fluidos para computar los efectos de la combustión, transferencia de calor, caudales máxicos y demás fenómenos físicos que definen el comportamiento del motor. Esto permite predecir con un alto grado de precisión las prestaciones del motor, calculando variables de rendimiento como la potencia, par motor, caudales máxicos, eficiencias varias, consumos y pérdidas, por citar algunas. Su capacidad de cálculo permite también otras predicciones más complejas como emisiones, características acústicas de los sistemas de admisión y escape, temperaturas y presiones en el cilindro y colectores y otras muchas. Su gran versatilidad lo hace aplicable a todo tipo de motores, independientemente de su tamaño, uso, o plataforma de instalación, y permite el diseño de tanto sistemas a nivel general, como de componentes específicos a un nivel más detallado.

3.2.2 Funcionamiento general

Antes de proceder con la explicación del modelo empleado en GT-Power, debe realizarse una breve introducción al funcionamiento de este software con el objetivo de comprender la simulación del motor. Debe aclararse primero que GT-POWER consta de varios subprogramas, cada uno ideado para la realización de tareas específicas. Aquellos empleados en este trabajo son dos: GT-ISE y GT-POST. En el primero se crea el modelo y se configura todo aquello que sea necesario para preparar la simulación. En el segundo se observan, tratan y analizan los resultados de las simulaciones, es decir, es donde se realiza el postratamiento.

Para construir un modelo en GT-ISE, se dispone de una librería, donde quedan recogidos todos los elementos y componentes que se emplearán en la simulación de este modelo. Estos elementos pueden representar partes físicas del motor, tales como conductos, válvulas, filtros, cilindros y pistones, cigüeñales..., pero también pueden emplearse en sistemas de control, tales como PID, pueden usarse para adquirir e incluso procesar datos o hasta para aplicar formulas o programar submodelos cuando los propios elementos nativos del GT-ISE no basten. Más adelante se detallarán los elementos empleados. Cada uno de estos elementos puede incluir sus

propios submodelos o subsistemas, también conocidos como objetos, los cuales realizan procesos o simulaciones particulares. Por ejemplo, el elemento que representa al cilindro puede disponer de diferentes objetos para calcular las temperaturas de pared a lo largo de un ciclo. La ventaja de disponer de estos submodelos es la gran versatilidad que ofrece, tanto en la complejidad y alcance de la simulación como en la posibilidad de disponer de varias alternativas para alcanzar la solución buscada.

Un aspecto útil en la definición de las simulaciones es el *Case Setup*. Esta herramienta básicamente permite enlazar varios parámetros o datos introducidos a la simulación a una base de datos, desde la cual es posible modificar cualquiera de ellos sin tener que reconstruir el modelo. Además, esto permite crear más de una versión para un mismo modelo, la cual se denominará caso. Cada caso, por lo tanto, puede tener no sólo sus propios datos de entrada, tales como las temperaturas del refrigerante o el régimen de giro, sino también sus propios parámetros, como los coeficientes de convección. Esta herramienta, por lo tanto, es extremadamente útil para calibrar el modelo al poder modificar fácilmente todos los parámetros que se emplearán en dicho proceso. La posibilidad de introducir más de un caso por cada punto también permite ejecutar una simulación particular para cada repetición de un mismo punto de operación, lo que ayuda a validar los datos.

Una vez construido el modelo y compilado el código del programa que hay detrás, puede ejecutarse la simulación. Entonces se iniciarán los cálculos y se representará el proceso ciclo a ciclo. El programa resuelve cada ciclo hasta que los resultados de éstos converjan en un punto, o se alcance el número máximo de ciclo (que por defecto son mil). Cuando finalice el proceso, se abre automáticamente GT-POST y puede pasarse a estudiar los resultados.

Entre sus muchas funciones, GT-POST permite visualizar las soluciones de todas las ecuaciones, fórmulas y modelos resueltos previamente. Éstos pueden verse listados directamente o graficados, o pueden exportarse para tratar los datos en otro software (como, por ejemplo, MATLAB o Excel).

La herramienta más importante de la cual dispone GT-POWER es el *Diseño De Experimentos* (O Design Of Experiments, DOE). Esta herramienta es configurada en el case setup en el GT-ISE y después analizada en el apartado DOE del GT-POST. El potencial de esta herramienta es que permite realizar un estudio paramétrico con uno o más parámetros. Así, en GT-ISE se seleccionan el o los parámetros que se desean estudiar, y a cada uno de ellos se le asigna un valor mínimo, un valor máximo, y el número de valores a tomar dentro de ese rango. Se define así, para cada uno de los parámetros escogidos, la serie de valores que puede adoptar. A continuación, se ejecuta el programa y se simulan la totalidad de las diferentes combinaciones de dichos parámetros. Una vez en el DOE de GT-POST, se seleccionan los resultados que quieren estudiarse junto con las respuestas, las cuales son variables dependientes de los parámetros estudiados, conocidos como factores (los cuales son a su vez variables independientes).

Con estos datos, el DOE trata de entrenar un metamodelo capaz de predecir qué efecto concreto tendrá la modificación de cada uno de los factores en cada respuesta particular. De esta manera, es posible conocer qué efecto tendrá cada uno de los parámetros empleados en la simulación y cómo pueden alterarse para lograr el efecto deseado. La precisión de estos metamodelos es bastante variable, dependiendo de la metodología escogida para generarlo, y de la calidad de los datos obtenidos, y por lo tanto requiere de una operación muy delicada por parte del usuario.

Aún con todo, la capacidad de esta herramienta, bien empleada, es enorme y la información que proporciona es fundamental para obtener una calibración correcta del modelo.

Por último, el DOE dispone también de un *Optimizador*, que trabaja con uno de los metamodelos obtenidos anteriormente. Este primero dispone de un algoritmo que busca los factores necesarios para obtener una determinada respuesta o conjunto de respuestas. La exactitud de este optimizador depende a su vez de un metamodelo preciso, por lo cual de nuevo depende de un correcto manejo de los datos y del programa. Su utilidad es igualmente inmensa.

3.2.3 Modelo

Debe tenerse en cuenta que se ha hecho uso de dos formas distintas de analizar los datos de presión experimentales, que a grandes rasgos han dividido el trabajo en dos partes al requerirse un modelo distinto para cada uno. En una primera instancia, se ha realizado un acondicionamiento de la información experimental y la consecuente validación del modelo inicial, y en una segunda parte se ha tratado el desarrollo de un modelo predictivo que permitiese modelar el proceso de combustión sin requerir la presión real.

La primera de ellas, en la cual se ha desarrollado la mayoría del trabajo, ha sido la calibración del modelo mediante el Análisis de las Tres Presiones (TPA, Three Pressure Analysis). Este método está detallado en mayor profundidad en el Anexo II. A grandes rasgos, GT-POWER emplea la presión instantánea experimental registrada en la admisión, en el escape y en el cilindro para deducir la ley de combustión y así poder obtener toda la información necesaria del cilindro.

La segunda, la cual buscaba configurar un modelo que pudiese predecir dicha ley de combustión sin necesidad de hacer uso de las tres presiones, apenas ha podido ser aproximado en este trabajo, por falta de tiempo. Por lo tanto, debe considerarse que el desarrollo de este modelo no está cerrado.

Las diferencias que causan el empleo de uno u otro método en el modelo se abordarán más adelante en esta sección. Se procede pues a explicar a continuación cómo se ha construido el modelo en GT-ISE a través del cual se ha desarrollado el trabajo.

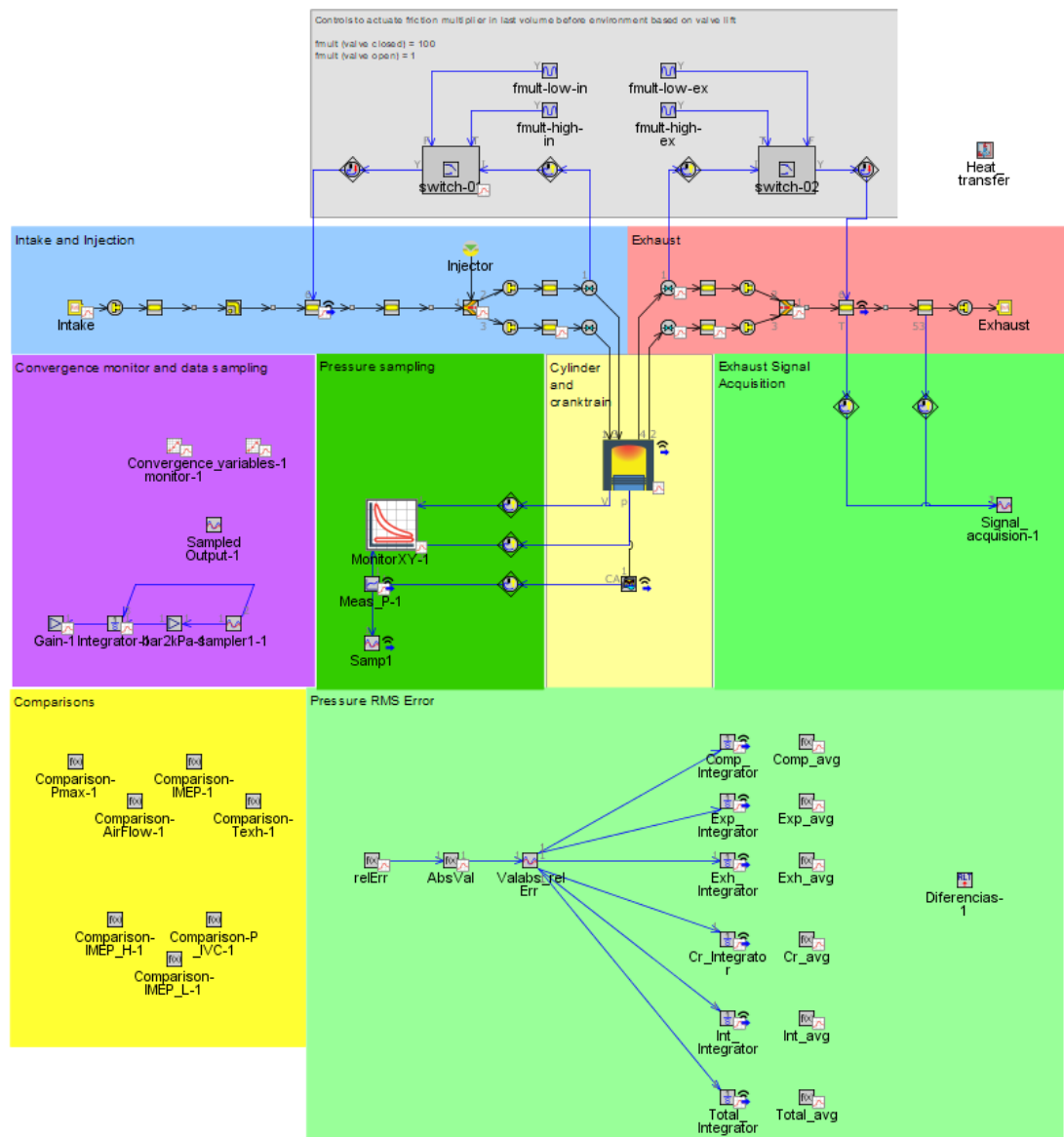


Ilustración 9. Esquema del modelo teórico empleado en GT-ISE.

La figura anterior muestra el esquema general de simulación del motor estudiado. En él, se aprecian las distintas partes y bloques que constituyen no sólo el motor sino también toda la adquisición y procesamiento de datos extraídos durante la simulación. Se procederá a continuación a explicar a grandes rasgos los bloques mencionados, y de qué manera simulan éstos los elementos físicos reales que componen el motor en el que se han realizado los ensayos.

Admisión e inyección

Comenzando en la parte superior a la izquierda, se encuentra el bloque azul que representa la admisión (intake) del motor. En él, se han hecho uso de los distintos elementos de la librería para simular dicho bloque:



EndEnvironmentTPA: Se emplea para imponer condiciones de contorno (ya sea a la entrada o a la salida) de presión (tanto instantánea como media), temperatura, humedad y

composición del aire (Gamma Technologies, 2019). De esta forma puede obtenerse la presión tanto de admisión como de escape, lo cual es necesario para un TPA.



OrificeConn: Representa un orificio encontrado entre dos elementos, y a partir del diámetro de éste, permite calcular el flujo másico instantáneo que lo atraviesa.



PipeRound: Se utiliza para modelar los conductos rectos de perfil circular que componen los sistemas de admisión (y de escape). Para definirlos basta con introducir el diámetro de entrada y de salida, la longitud del conducto, datos sobre la rugosidad de las paredes o del coeficiente de fricción, y las temperaturas de las mencionadas paredes (ya sean impuestas o calculadas). Debido a que el software emplea ecuaciones unidimensionales para resolver el flujo de fluido y sus propiedades, es necesaria también una longitud de discretización. En este caso, dicha longitud es de 15 mm.

Es también posible introducir giros o codos en el conducto, lo cual es empleado por el GT-ISE para calcular las pérdidas de presión que sufre el fluido según atraviesa el mismo.



FlowSplitY: Simula una división en Y en un conducto de sección circular. Este elemento presupone que la geometría que lo define es simétrica, y por lo tanto sólo hay que definir el diámetro, la longitud y el ángulo de la división. Al igual que en el elemento anterior, es necesario definir la temperatura impuesta o calculada y la rugosidad de las paredes. La caída de presión puede ser impuesta mediante un coeficiente de fricción o ser calculado en la simulación.



ValveCamConn: Representa el orificio de entrada o de salida del cilindro, junto con la válvula que regula el flujo de gases. Define no sólo la geometría de los elementos físicos que lo componen, sino también los coeficientes de flujo que regulan el caudal másico que atraviesa las mismas, que son a su vez función del perfil de levantamiento de las válvulas. Todos estos datos deben ser introducidos con tal de permitir la correcta simulación.



InjPulseConn: Se utiliza para simular la operación del inyector electrónico de un MEP. Incluye una representación del sistema de control para determinar la velocidad de inyección, la cantidad de combustible inyectado y la duración total del proceso. Para lograr una correcta simulación de la operación, dos de estas tres últimas variables deben ser definidas. Adicionalmente, debe especificarse el combustible empleado (que puede ser, o bien escogido de una librería predefinida, o definido por el propio usuario), la temperatura y fracción de vapor del mismo, al igual que los parámetros geométricos del inyector (número y diámetro de los orificios, principalmente).

La simulación del proceso de admisión, una vez conocidos los elementos anteriores, es relativamente sencilla, pues sólo consiste en ir enlazándolos según convenga con el fin de representar la realidad del motor estudiado.

En un inicio, el aire accede al motor por la línea de admisión, pasando por diversos canales, por los filtros y finalmente, por la mariposa de admisión. Todo este recorrido es abstraído mediante el EndEnvironmentTPA, en el que se introducen los datos de las temperaturas, de la presión (tanto instantánea como media) y de la humedad, todos ellos medidos experimentalmente en el colector de admisión durante los ensayos. Las dos presiones son necesarias, ya que el mismo software modifica la señal instantánea de presión hasta lograr la presión media introducida, asegurando así que ambos datos son coherentes entre sí y aumentando la precisión de la simulación (Gamma Technologies, 2019). De esta manera, aunque se renuncia a tratar de modelar los diversos elementos que componen las primeras partes de la línea de admisión, se parte de datos reales sabiendo por lo tanto que son fiables y correctos.

El aire continúa su camino a través de los últimos elementos de la línea de admisión, abandonando su colector. Se hace uso de OrificeConn para simular la apertura encontrada tras el colector, al igual que varios PipeRound representan los conductos posteriores. Para ello, se divide la línea en diferentes elementos geométricos que pueden ser representados de manera individual:

- Conducto cilíndrico recto de acero al carbono de 44.3 mm de diámetro y 20 mm de largo. Grosor de pared de 2 mm.
- Codo de tubería de acero al carbono de 44.3 mm de diámetro, 25 mm de largo, ángulo de giro de 28 grados. Grosor de pared de 2 mm.
- Estrechamiento cilíndrico recto de acero al carbono de 82 mm de largo, de 44.3 mm al inicio a 42.5 mm al final. Grosor de pared de 2 mm.
- Conducto cilíndrico recto de acero al carbono de 42.5 mm de diámetro y 65 mm de largo. Grosor de pared de 4 mm.
- División del conducto cilíndrico en forma de Y simétrica. 42.5 mm de diámetro a la entrada, longitud de 65.15 mm y ángulo de separación de 10 grados. Diámetros de salida para ambos conductos de 26.5 mm. Hecho de aluminio, con 7 mm de grosor de pared.

Un OrificeConn vuelve a emplearse para simular la entrada del aire en los puertos de admisión de los cilindros. Dos conductos finales, uno por cada válvula, de 26.5 mm de diámetro de entrada y 24 mm de diámetro de salida, con una longitud total de 20 mm, guía al aire hacia la cámara de combustión del cilindro.

Debe tenerse en cuenta que en todos los elementos mencionados anteriormente se ha optado por definir su superficie como lisa y se ha empleado un coeficiente de fricción estándar igual a 1. Esto significa que todas las pérdidas de presión simuladas serán debidas a la geometría de los elementos únicamente. Debido a la corta distancia que ha de recorrer el aire desde el colector de admisión (apenas 25 cm) se considera que el error ocasionado por esta serie de simplificaciones será despreciable.

En lo que sí se ha prestado mayor atención es en la transmisión de calor que se lleva a cabo entre los conductos y el aire. El funcionamiento del motor calienta los conductos, y éstos ceden, a su vez, calor al aire. El calentamiento del aire de admisión causa varios efectos que se estudiarán en detalle más adelante, pero basta decir que esto afectará a los resultados del modelo. Para simular este hecho, se ha definido el material de los conductos (con todas las propiedades térmicas ya previamente marcadas en el programa) y se ha modelado el intercambio de calor en dos sentidos: de las paredes de los conductos al exterior, por radiación, y de las paredes de los conductos al fluido, por convección. La primera enfría las paredes y

reduce su temperatura, mientras que la segunda calienta el aire entrante. Para la primera forma de transmisión de calor, se define un coeficiente de radiación externo, que gobernará el calor cedido de los conductos al exterior. Éste será empleado en la calibración del modelo, pero se le da un valor inicial de $5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

El elemento de la línea de admisión restante por representar son las dos válvulas de admisión. En éstas, como ya se ha explicado anteriormente, es necesario definir el diámetro de la misma (30.65 mm en este caso) y los perfiles de la válvula, tanto de levantamiento como de coeficiente de flujo. Los primeros describen la posición de la válvula en cada momento (medido respecto al ángulo del cigüeñal), mientras que los segundos se emplean, en conjunción con el dato anterior, para calcular el flujo de aire entrante (o saliente, si aparece reflujo) al cilindro. De esta manera se puede deducir el gasto másico de aire que circula por la línea de admisión. Estos parámetros son ya conocidos, pues el levantamiento de las válvulas viene especificado por el fabricante y los coeficientes de flujo pueden obtenerse mediante pruebas experimentales. Ambos se consideran constantes a lo largo de todos los puntos de operación del motor. El único parámetro que varía es el tiempo de válvulas (al ser éstas de tiempo variable), e indica cuándo se levantan las válvulas. Como se ha mencionado anteriormente, tiene una gran importancia para describir la operación del motor, y es uno de los parámetros que debe ajustarse durante la calibración del modelo. Finalmente se especifica su juego, el cual es un parámetro que será también utilizado durante la calibración, dándole un valor inicial de 0.1 mm.

Queda ya sólo describir un último elemento dentro de este bloque: la inyección de combustible. Éste es simulado, como se ha explicado anteriormente, mediante el InjPulseConn. En este caso se ha definido el pulso de inyección mediante la velocidad de ésta (en gramos de combustible inyectados cada segundo) y la duración del proceso por ciclo (en segundos). Como es obvio, la multiplicación de ambos parámetros da como resultado la cantidad total de combustible inyectado en cada ciclo. Se introduce igualmente el tiempo de inyección (-180 grados), y así, con todos los valores anteriores, queda definido el pulso de inyección del combustible. Todos los parámetros introducidos dependerán de cada punto de operación específico del motor y por lo tanto no son universales.

Resta únicamente establecer las propiedades físicas de la mezcla, es decir, su temperatura y composición. La temperatura, al igual que las otras variables, depende de cada punto y se obtiene de las medidas experimentales de los ensayos. La composición, sin embargo, es constante y conocida. La composición del combustible es conocida, y se compone del 95% en volumen de indoleno y del 5% en volumen de etanol. Este combustible no existe en la librería de GT-ISE, pero puede definirse como una mezcla de los dos componentes mencionados con las proporciones especificadas. Sus propiedades físicas deben de ser ligeramente modificadas, sin embargo, para que la mezcla total posea el mismo Poder Calorífico Inferior que el combustible empleado en los ensayos, que es igual a 42.39MJ/kg, y el mismo dosado estequiométrico, que es igual a 1/14.37. Para lograr este objetivo, la composición química del indoleno es modificada a 7.93 átomos de carbono y 15.76 átomos de hidrógeno por molécula, con un poder calorífico inferior de 43.6 MJ/kg.

Escape

Los elementos empleados para representar la línea de escape son los mismos que se han empleado para simular la línea de admisión, y por lo tanto se considerarán ya detallados. Este bloque puede ubicarse fácilmente arriba a la derecha, en color rojo (exhaust).

Es a través de esta línea de escape donde el aire es expulsado del cilindro durante la fase de escape y es finalmente evacuado del motor. El modelado de este bloque es muy similar al de admisión, ya que son básicamente los conductos que conectan la cámara de combustión, a través de las válvulas de escape, con su correspondiente colector. De nuevo, se ha modelado sólo la primera parte de este bloque, ya que se disponen de las temperaturas y presiones experimentales, siendo preferible gozar de la mayor precisión que suponían estas medidas reales a la posibilidad de simular todo el proceso. De la misma manera, el colector es representado por un EndEnvironmentTPA, donde se han introducido semejantes parámetros que en la admisión (temperatura, presión media y presión instantánea).

El primer elemento que encuentra el aire en su salida del cilindro son las válvulas de escape. Éstas tienen un diámetro menor a las de admisión, de sólo 23.7 mm. Se definen, al igual que en las otras válvulas, su perfil de flujo y de levantamiento, su tiempo correspondiente y el juego de las mismas. De esta manera puede calcularse, exactamente igual que con las válvulas de admisión descritas anteriormente, el flujo de fluido que las atraviesa en cada momento, y a través de ello, el gasto másico.

Se simulan seguidamente los puertos de escape del cilindro, uno por cada una de las dos válvulas, mediante PipeRounds con diámetro de entrada de 22.65 mm y diámetro de salida de 23.2 mm, y con una longitud total de 28.4 mm. Dos OrifficeConn se emplean después para enlazar estos puertos con una unión en forma de Y, con 23.2 mm de diámetros de entrada y 36 mm de diámetro de salida, longitud total de 86 mm y un ángulo de separación de 15 grados.

El resto de la línea de escape, hasta enlazar con el colector, se representa con una PipeRound de 59.15 mm de largo, 36 mm de diámetro y 2 mm de grosor de pared, y con otra de 41.8 mm de largo y el mismo diámetro y con 3 mm de grosor de pared, ambas de acero al carbono. Otro OrifficeConn se emplea para conectar este conducto anterior con el colector de escape final.

De la misma manera que con la admisión, se han definido las paredes como lisas y no se ha aplicado coeficiente de fricción, por lo que las únicas pérdidas se perciben en los orificios y en la unión en Y. Igualmente, se ha modelado la transmisión de calor entre los conductos y el exterior y entre el fluido y los propios conductos. Los efectos de esta simulación, los cuales se detallarán más adelante, consisten en variar la temperatura de la mezcla de escape, y con ello su densidad, afectando así al flujo y el gasto másico de fluido saliente del cilindro.

Cilindro y cigüeñal

El cilindro y cigüeñal están ubicados directamente bajo la admisión y el escape, indicado en color amarillo pálido. Consta únicamente de dos elementos, que se detallarán a continuación, que son, sin embargo, de los más complejos de la simulación.



EngCylinder: Este elemento es el responsable de simular el cilindro del motor y todos los atributos y procesos que suceden en su interior. Este elemento es mayoritariamente empleado

para describir las reacciones fisicoquímicas relacionadas con la combustión, mientras que los elementos mecánicos son representados por el EngCrankTrain, explicado a continuación. En él se definen todos los modelos que se emplearán para simular la combustión y sus resultados. La propia geometría del cilindro, en contra de lo que cabría esperar, se define en el cigüeñal (Gamma Technologies, 2019). La estructura de este elemento permite realizar una simulación más o menos compleja según se incluyan o se ignoren cada uno de los 12 submodelos disponibles: estado de la mezcla inicial, temperaturas de pared, transferencia de calor, flujo, combustión, señal de presión, renovación de la carga, evaporación, emisiones, fugas por blowby, modelo de cilindro exterior y fracción de la energía de escape. Esto permite un sistema modular de representación del proceso, lo que nos deja priorizar unos u otros aspectos de la combustión dependiendo del objeto del estudio o de la simulación, a la vez que se simplifica o se complica el alcance de la misma. Y permite igualmente elegir el modo de análisis con el que se realizará el estudio de la presión del cilindro, como por ejemplo el TPA o el modelo predictivo, que son los que se emplearán en este trabajo.



EngCrankTrain: Da la posibilidad de modelar la cinemática y la dinámica rígida propia de los elementos mecánicos que componen el conjunto del cilindro, biela y cigüeñal. Éstas se calculan en base a la fuerza ejercida sobre el pistón por la presión simulada en el EngCylinder, lo que a su vez se emplea para deducir el momento total producido por el motor (Gamma Technologies, 2019). Deben definirse en él diversos datos geométricos sobre la construcción de los tres elementos mecánicos mencionados anteriormente, el tipo de motor empleado (dos o cuatro tiempos), el régimen al que opera, el orden en el que operan los cilindros (de haber más de uno), la inercia del cigüeñal y el modelo de fricción a utilizar. Adicionalmente, es en este elemento donde se especifican varias opciones relacionadas con la adquisición de datos de tanto el cilindro como el cigüeñal, tales como el punto de inicio del ciclo (en grados de giro del cigüeñal), en base a qué fluido se medirá la eficiencia volumétrica, qué filtros se aplicarán a las señales recogidas... etc.

El esquema general de la simulación del cilindro y cigüeñal es muy sencillo, pues consiste únicamente en los dos elementos detallados anteriormente. El cilindro se conecta directamente con las válvulas de admisión y de escape, mientras que el cigüeñal se une con el cilindro. Esta disposición es lógica si se tiene en cuenta la relación entre los distintos elementos: el aire entra por las válvulas de admisión al cilindro, donde ocurre la combustión y la consecuente expansión. La presión generada en este proceso realiza una fuerza sobre el pistón que se transfiere al cigüeñal, donde se produce el momento resultante. Finalmente, la mezcla quemada es evacuada a través de las válvulas de escape.

Se detallará a continuación la implementación de ambos elementos, pues es donde reside la complejidad del proceso y de la simulación, empezando por el cilindro.

Cabe destacar que el cilindro requerirá dos configuraciones distintas: una primera para el TPA y otra para el modelo predictivo. La mayor parte de objetos incluidos en el mismo servirán para ambos casos, pero otros deberán modificarse o sustituirse totalmente. Se comienza por lo tanto con los objetos comunes a ambas situaciones:

El primer objeto definido es el *EngCylTWallsSoln*, o Solver de la temperatura de las paredes del cilindro. Éste es empleado para modelar la estructura del cilindro, empleando una

representación de elementos finitos de las paredes, del pistón, de la culata y de las válvulas. Su función principal será calcular la temperatura de estos elementos a partir de varias ecuaciones de transferencia de calor, teniendo en cuenta la geometría de todos los elementos mencionados anteriormente (Gamma Technologies, 2019). Para ello, es necesario definir dicha geometría mediante un objeto *FE Cylinder Structure*. Ahí se especifican los materiales que componen cada uno de los elementos, junto con su geometría particular y la ubicación de cada elemento con respecto al resto. Una vez se ha descrito la forma de todos ellos, se pasa a establecer los coeficientes y parámetros que gobernarán la transmisión de calor dentro del cilindro. Se empieza con las temperaturas iniciales de cada elemento, que son estimadas al conocer los valores típicos (550 K para el pistón y culata y 450 K para las paredes del cilindro) o en el caso de las válvulas, por los datos experimentales recogidos durante los ensayos. Por último, restan los coeficientes de transmisión de calor entre los distintos elementos constructivos (culata y cilindro) y los fluidos de refrigeración y lubricación (agua y aceite, respectivamente), además de las temperaturas de estos últimos. Los primeros parámetros son calculados aparte, en el modelo de transmisión de calor, que se detallará más adelante. Los segundos son medidos experimentalmente y dependen de cada punto de operación. De esta manera, conociendo los coeficientes de convección, las superficies expuestas, las propiedades termodinámicas de los materiales involucrados, y las temperaturas de los mismos (ya sean estimadas o reales), se puede calcular el calor cedido en el cilindro.

Las características particulares de la simulación de transferencia de calor empleado en el objeto anterior son establecidas en el *EngCylHeatTr*. Ahí se elige el modelo particular, que en este trabajo ha sido el modelo de Woschni y se pueden establecer distintos multiplicadores para escalar los resultados obtenidos. Éstos serán empleados en la calibración del modelo, como se explicará en capítulos posteriores.

El siguiente objeto es *CylFlow*, que halla todos los fenómenos relacionados con la mecánica de fluidos, principalmente relacionados con la turbulencia (Gamma Technologies, 2019). Todo lo necesario para realizar los cálculos anteriores es definir la geometría del pistón y la culata, y establecer los valores iniciales relacionados con la intensidad de la turbulencia, a partir de los cuales se iniciarán dichos cálculos.

EngBurnRate es el objeto que permite deducir la velocidad de quemado aparente a partir de la señal de presión experimental medida e introducida en el programa (Gamma Technologies, 2019). El software iterará imponiendo diversas velocidades de quemado hasta dar con una que resulte en una curva de presión similar a la introducida. De esta manera, es posible obtener una ley de combustión con la que describir el proceso estudiado. Dicha ley es interesante en ambas etapas de la calibración: para el TPA se logra así una base sobre la que realizar la calibración, mientras que para el método predictivo otorga una señal con la que contrastar la precisión de la velocidad de quemado predicha. Los principales datos que requiere este objeto son la ya mencionada señal de presión y el tiempo en el que salta la chispa (en grados). Algunas opciones específicas sobre el modelo que se empleará pueden ser especificadas, como por ejemplo el número de zonas de temperatura empleadas (una uniforme para todo el cilindro o dos separadas, una para la mezcla sin quemar y otra para la mezcla quemada) o el tipo de composición de la mezcla (homogénea o heterogénea). En este trabajo, se ha elegido calcular la combustión con dos zonas de temperaturas, al ser éste más preciso, y con una mezcla homogénea, al ser éste el caso usual en un MEP con inyección indirecta.

El último objeto común a ambos casos es el *EngBlowby*, que como su propio nombre indica, simula las fugas de gas por blowby. El cálculo de este fenómeno es relativamente sencillo, ya que el área de fugas se abstrae a un orificio de un diámetro de fugas equivalente. Conociendo las condiciones de temperatura y presión dentro del cilindro, e introduciendo las mismas variables en el cárter (que a su vez pueden medirse experimentalmente o estimarse), se puede calcular fácilmente el flujo de gases entre la cámara de combustión y éste a través de dicho orificio ficticio. Cabe destacar que el diámetro de fugas equivalente es uno de los parámetros que se empleará en la calibración, ya que, aunque se puede aproximar su valor a través de la geometría del pistón, el cilindro, y los sellos mecánicos de éstos, es un proceso complejo y poco preciso.

El empleo del TPA requiere de un único objeto adicional para su correcta operación, el *FluidInitialState*. En éste se especifican todas las propiedades de la mezcla admitida, tales como la presión y temperatura iniciales, la composición del flujo, la humedad relativa e incluso las condiciones de altitud del aire. Todos estos datos serán empleados por el resto de los objetos y modelos del cilindro para calcular las variables necesarias durante la simulación. En el caso particular de este trabajo, las condiciones iniciales de la mezcla han sido obtenidas a partir de los ensayos experimentales.

Configurar el modelo para emplear el método predictivo requiere de dos objetos adicionales. El primero de ellos, *EngCyllnit*, sustituirá al anterior *FluidInitialState* en la descripción de las condiciones iniciales de la mezcla. El segundo, *SITurb*, será el que trate de predecir la ley de combustión que se busca con el método predictivo. Se procede a su explicación en mayor detalle:

EngCyllnit es el objeto empleado para inicializar las condiciones de la mezcla en el cilindro cuando se emplea cualquier análisis de presión de un solo ciclo (como lo es, por ejemplo, el predictivo que se ha empleado en este trabajo). Las condiciones iniciales pueden ser obtenidas experimentalmente o a través de una calibración previa mediante el TPA (Gamma Technologies, 2019). Dichas condiciones son la composición del aire, el rendimiento volumétrico, el combustible empleado y la cantidad total de combustible atrapado tras el cierre de las válvulas de admisión, la fracción de vapor del combustible, la fracción de gas residual encontrado al final del ciclo y la relación aire/combustible en el mismo instante. Todos estos datos pueden ser obtenidos mediante una simulación una vez que ha sido calibrado el modelo mediante el TPA. Cabe destacar que la última variable termodinámica necesaria para definir el estado inicial de la mezcla es la presión inicial, que es ahora obtenida en base a la señal de presión introducida en el *EngBurnRate* (Gamma Technologies, 2019).

Con la información introducida anteriormente se puede hacer uso del *SITurb*, que es el objeto que se empleará para predecir la velocidad de quemado de la mezcla, las emisiones e incluso cualquier tipo de combustión anómala (como lo es por ejemplo el picado de biela). En este trabajo es de especial interés el primero de estos resultados mencionados. El objeto requiere de bastantes datos para detallar todos los aspectos necesarios: la geometría de la cámara de combustión, la composición del combustible, los parámetros que controlarán el crecimiento de la llama, el modelo de combustión anómala y datos experimentales relacionados con la propia combustión.

La geometría de la cámara de combustión es descrita mediante el objeto *EngCylFlame*, donde se pueden cargar modelos tridimensionales de la culata y del pistón con extensión STL (Standard Tessellation Language) que hayan sido creados en software externo de CAD (Computer-Aided Design), tales como Solid Works. Estos modelos permiten a GT-ISE trabajar con la geometría exacta de la cámara de combustión, lo que deriva en una mayor precisión de los fenómenos simulados. A continuación, se introducen en el objeto las coordenadas de la bujía, culata, válvulas y pistón, lo que define las posiciones relativas de todos los elementos introducidos. Adicionalmente, es necesario introducir la distancia entre los polos de la bujía, ya que esto delimitará el tamaño inicial de la chispa, y el tiempo de encendido. La composición del combustible, ya conocida, es de vital importancia debido a que la velocidad de propagación de llama depende directamente de las propiedades fisicoquímicas del combustible escogido.

Los parámetros que rigen la velocidad de llama (efecto de dilución, crecimiento del núcleo de llama, velocidad de llama turbulenta y longitud de la escala de Taylor) serán a través de los que se realice la calibración del modelo predictivo. Su influencia en la simulación se explica en mayor detalle en el anexo IV.

El modelo de combustión anómala está descrito en el objeto *EngCylKnock*, y trata de predecir fenómenos como la preignición o el picado de biela, a través de correlaciones empíricas (Gamma Technologies, 2019). Para ello, es necesario el octanaje del combustible empleado. Finalmente, son necesarios algunos datos experimentales sobre la combustión, con tal de calcular en el ciclo inicial una primera ley de combustión a partir de la que obtener unos datos iniciales de gasto másico y presión relativamente precisos. Será a partir de estos datos de SITurb cuando será activado y comenzará a iterar en su predicción de la velocidad de quemados (Gamma Technologies, 2019). Estos datos son básicamente el punto en el que se ha quemado el 50% de la mezcla, y la duración de quemado del 10% al 90% de la misma.

Control de las ondas de presión

En la parte superior del modelo, en gris claro, se encuentra el bloque de control de las ondas de presión. Su función principal es limitar las ondas de presión simuladas en las líneas de admisión y de escape, con tal de evitar que unas oscilaciones excesivas de las variables de gasto másico dificulten la convergencia del sistema. Cuánto mayores sean estas oscilaciones, más tardará el software en encontrar una solución a la simulación, hecho que afectará negativamente al proceso de calibración. Con tal de eliminar estas ondas, este bloque aumenta artificialmente el coeficiente de fricción de un tramo de la línea de admisión y de la línea de escape cada vez que detecta un aumento importante en dichas señales estudiadas, y lo devuelve a su valor usual en cuanto la señal se estabiliza. De esta manera, alterna entre un coeficiente igual a uno y otro igual a cien, lo que permite, de manera “artificial”, controlar cualquier oscilación grave encontrada durante la simulación.

Adquisición de señales del escape

Este bloque se encuentra resaltado en el espacio de color verde medio, y se encuentra directamente debajo de la línea de escape. Su función es simplemente recoger y guardar distintos datos simulados en el escape, tales como la temperatura y el dosado de escape.

Adquisición de señales de presión del cilindro

Encontrado a la izquierda del bloque del cilindro y el cigüeñal, y coloreado en color verde intenso, cumple una función similar al bloque anterior. Este bloque adquiere las señales de presión simuladas y medidas experimentalmente (que se consideran las reales). A continuación, guarda ambas por separado, y las grafica para permitir una comparación directa en el estudio tras la simulación.

Cálculo del error cuadrático medio de la presión

Situado en la parte inferior del esquema, debajo de los dos modelos anteriores, y mostrado en el color verde más claro, este bloque encuentra las diferencias entre ambas señales de presión, la simulada y la real, y obtiene los errores entre ambas. El cálculo de este error parte de la premisa de que la señal experimental medida en el ensayo e introducida en el programa es la presión real, y por lo tanto cualquier desviación de la presión simulada con respecto a éste será considerada como un error. Haciendo uso de los objetos *MathEquation*, *Sampler* e *Integrator*, este bloque recoge las dos señales de presión y obtiene la diferencia, halla el valor absoluto del mismo e integra los resultados en 6 intervalos distintos, para después dividir los resultados entre la longitud, en grados, de los intervalos calculados. Se obtienen así los errores cuadráticos medios de la presión simulada en los seis intervalos de estudio: Compresión (de -140° a 0°), expansión (0° a 120°), escape (120° a 350°), cruce de válvulas (350° a 370°), admisión (370° a 580° , o -140°) y la totalidad del ciclo (de 0° a 720°). Dividir el estudio del error en estos intervalos concretos, coincidentes con las cuatro fases del ciclo de trabajo y del cruce de válvulas, permite la posibilidad de estudiarlos por separado con mayor detalle.

Comparaciones

Este bloque se encuentra abajo a la izquierda, resaltado en color amarillo. Su función es muy sencilla, pues simplemente calcula los errores relativos de varias variables simuladas mediante objetos *MathEquation*. Una vez más, los errores se calculan en base a las variables medidas experimentalmente. Dichas variables son: presión máxima, presión inicial (con el cierre de las válvulas de admisión), gasto másico de aire, presión media indicada, presión media efectiva, presión media de bombeo y temperatura de escape.

Monitores de convergencia y adquisición de datos

Representado en el esquema en color morado. Este bloque recoge y guarda el resto de los parámetros no procesados en el resto de los bloques, tales como el gasto másico, las temperaturas de pared, los coeficientes de transmisión de calor calculados (cuyo cálculo se desarrolla en el siguiente apartado), las fugas por blowby, el volumen instantáneo... Además, configura los monitores que mostrarán por pantalla el proceso de simulación durante la ejecución del programa. Su función es permitir al usuario comprobar el correcto progreso de dicha simulación.

Transmisión de calor

Queda finalmente la obtención de los coeficientes de transmisión de calor. Estos son calculados en una pestaña aparte, y enviados después al objeto *EngCylTWallSoln*, donde, como ya se ha explicado, serán empleados para resolver las ecuaciones que rigen la transmisión de calor entre los elementos constructivos del cilindro y el refrigerante y aceite. Los coeficientes de transmisión

de calor buscados son los que corresponden a los tres intercambios de calor siguientes: camisa cilindro/culata-aceite, camisa cilindro-refrigerante y culata-refrigerante. La obtención de los tres coeficientes se divide por lo tanto en dos, una primera parte para aquel relacionado con el aceite y una segunda para aquellos dos relacionados con el refrigerante.

Coeficiente de transmisión de calor del aceite: El primer paso requerido para su obtención es encontrar las propiedades termodinámicas del fluido en cuestión en el punto de operación. Para ello se requiere la viscosidad cinemática del aceite en el punto de operación y en un punto de referencia, obteniéndolos ambas a través del objeto *LookupFluidProps* (que requiere la temperatura y presión de operación del aceite, que son conocidas de las pruebas experimentales). Mediante un objeto de tipo *MathEquation* se calcula el coeficiente de transferencia de calor del aceite, en $W/(m^2-K)$, mediante la siguiente expresión:

$$h = \frac{350 \cdot rpm}{2000} \cdot \sqrt{\frac{\nu_{refaceite}}{\nu_{opaceite}}}$$

Ecuación 8. Coeficiente de transferencia de calor del aceite.

Coeficientes de transmisión de calor del refrigerante: Al igual que con el caso anterior, es necesario obtener las distintas propiedades del refrigerante, entrando de nuevo con su presión y su temperatura (que son igualmente conocidos tras los ensayos experimentales) en el objeto *LookupFluidProps* para obtener su conductividad térmica (K), número de Prandtl (Pr) y viscosidad cinemática (ν). Se aplican después las siguientes fórmulas mediante varios *MathEquation*, para calcular por separado cada uno de los dos:

- Camisa del cilindro:

$$Re = 12 \cdot \frac{\dot{m}_{refrigerante}/2}{\nu_{refrigerante} \cdot l_{cilindro}}$$

Ecuación 9. Número de Reynolds, camisa del cilindro.

$$Nu = 0.327 \cdot Re^{0.529} \cdot Pr^{1/3}$$

Ecuación 10. Nu, camisa del cilindro.

$$h = Multiplicador \cdot \frac{Nu \cdot K_{refrigerante}}{D} + 2 \cdot e_{cilindro}$$

Ecuación 11. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, camisa del cilindro.

Donde $l_{cilindro}$ es la longitud del cilindro, $e_{cilindro}$ es el grosor de la pared del cilindro, D es el diámetro del pistón y Multiplicador es el Multiplicador del coeficiente de convección, lado del refrigerante, de la camisa, que se empleará para la calibración del modelo, con el objeto de regular la transmisión de calor al refrigerante.

- Culata:

$$Re = 0.11 \cdot \frac{D}{A_{culata}} \cdot \frac{\dot{m}_{refrigerante}/2}{\nu_{refrigerante} \cdot 0.08}$$

Ecuación 12. Número de Reynolds, culata.

$$Nu = 0.0414 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

Ecuación 13. Nu, culata.

$$h = \text{Multiplicador} \cdot \frac{Nu \cdot K_{refrigerante}}{e_{cilindro}}$$

Ecuación 14. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, culata.

Donde $e_{cilindro}$ es el grosor de la pared del cilindro, D es el diámetro del pistón y Multiplicador es el Multiplicador del coeficiente de convección (lado del refrigerante) de la camisa, que también será empleado en la calibración.

3.3 Otros programas

3.3.1 MATLAB

MATLAB (MATrix LABoratory) es un lenguaje de programación de alto nivel basado en matrices, desarrollado por la empresa MathWorks e implementado en su software del mismo nombre.

MATLAB está pensado para ser empleado especialmente en los campos de las ciencias y las ingenierías, gracias a la facilidad de uso que le otorga su interfaz, al igual que su biblioteca de herramientas integrada, que incluye multitud de algoritmos predefinidos que permiten a su vez la ejecución de una gran variedad de operaciones matemáticas, el manejo de datos y la representación de gráficas. La utilidad de MATLAB radica también en la posibilidad que tiene el propio usuario de diseñar e implementar sus propios algoritmos para resolver problemas, cálculos o tratamientos particulares (MathWorks, 2020).

En este Trabajo de Fin de Grado, MATLAB ha sido empleado principalmente en rutinas de tratamiento de datos a lo largo del proyecto. Esto incluye su lectura tras los procesos experimentales, su visualización y corroboración y, finalmente, su procesado para ser posteriormente empleados en el modelo de GT-Power. En particular, se ha utilizado para la obtención de la señal de presión media de los colectores de admisión y de escape a través de las presiones medidas experimentalmente ciclo a ciclo, y para el cálculo de las presiones medias efectivas a través de las señales de presión instantáneas del cilindro.

MATLAB ha sido también utilizado para corregir y calibrar la señal de presión del interior del cilindro, mediante un desarrollo conocido como pegging y explicado en el Anexo III. Este último proceso ha sido fundamental, ya que sin unos datos con esta presión es imposible aplicar los métodos de análisis empleados para obtener las leyes de combustión, que ha sido el objeto principal de este trabajo.

Por último, MATLAB también ha sido utilizado para graficar los resultados obtenidos con las simulaciones durante el proceso de calibración, particularmente las señales de presión simuladas y su comparación con aquellas obtenidas experimentalmente.

3.3.2 Microsoft Excel

Microsoft Excel es un software incluido en el paquete de Microsoft Office cuya principal función es servir como hoja de cálculo para el desarrollo de multitud de tareas, generalmente de contabilidad, aunque también es aplicable a la ingeniería. El programa incluye todo tipo de

funciones matemáticas y estadísticas y dispone de la capacidad de graficar datos introducidos. Además, es también posible que el usuario introduzca sus propias fórmulas o incluso programe sus propias funciones. Es precisamente la versatilidad que implican estas funciones lo que convierte a este software en una opción tan potente en el tratamiento, procesado y análisis de datos.

Durante la realización de este trabajo, Excel ha cubierto a grandes rasgos tres funciones. En un primer instante, ha servido para mantener constancia del progreso del trabajo, ya que ha sido en este programa donde se ha registrado el proceso de calibración: todas las modificaciones aplicadas al modelo en cada versión de éste y los resultados de cada una de dichas versiones. Posteriormente, el programa ha sido empleado para procesar los resultados mencionados y extraer de ellos los datos relevantes, permitiendo una fácil comparación con los resultados experimentales. Por último, se ha realizado un análisis de los datos obtenidos con tal de juzgar la calidad de los mismos y valorar el modelo. Excel ha sido de gran utilidad en la creación de gráficas que han facilitado los dos procesos anteriores.

4 Metodología de trabajo

4.1 Introducción

El objetivo que perseguía este proyecto era el de desarrollar una metodología de trabajo con la que validar datos experimentales obtenidos en ensayos como los ya descritos anteriormente. En este capítulo se detallará en qué consiste la metodología alcanzada, desarrollada a lo largo de la realización del presente trabajo, en base a la experiencia adquirida durante la calibración de los modelos.

Cabe destacar que la primera parte, esto es, la calibración mediante el TPA, que ha supuesto la mayor parte del desarrollo mencionado, se considera validada con los resultados obtenidos. No puede decirse lo mismo de la segunda parte, el acondicionamiento del método predictivo, ya que no se han podido corroborar los resultados obtenidos de forma satisfactoria con más de un punto de operación. Se manifiesta así que el desarrollo del proceso descrito en ese apartado está inconcluso, por lo cual no debe entenderse como definitivo.

4.2 Metodología de calibración mediante el TPA

4.2.1 Factores empleados

La calibración del modelo se ha basado en la manipulación de diversos factores para obtener variables de salida cercanas a la realidad. Los factores que serán modificados en la calibración del modelo son los enumerados a continuación. Han sido divididos en tres categorías generales, y agrupados en subcategorías cuando su efecto era similar al del resto:

Categoría del parámetro	Parámetro		Unidades
Geométricas	Diámetro equivalente de fugas de blowby		mm
	Relación de compresión		-
Válvulas	Tiempos de válvulas	Admisión	Grados de cigüeñal
		Escape	Grados de cigüeñal
	Multiplicador de coeficientes de flujo	Admisión	-
		Escape	-
		Admisión	mm

	Juegos de las válvulas	Escape	mm
Transmisión de calor	Multiplicadores de la transmisión de calor por convección, lado del gas	Camisa del cilindro	-
		Culata	-
		Pistón	-
		Válvulas	-
	Multiplicadores de los coeficientes de convección, lado del refrigerante	Camisa del cilindro	-
		Culata	-
	Coeficiente de convección externa, líneas de admisión y de escape		W/m ² ·K
	Multiplicador de transmisión de calor, lado del fluido, líneas de admisión y de escape		-

Tabla 1. Factores empleados en la calibración del modelo.

4.2.2 Respuestas estudiadas

El procedimiento descrito en este capítulo ha sido guiado en base a las respuestas de la simulación, con el objetivo de aproximar los resultados de las simulaciones a aquéllos que se obtendrían en la vida real. Con ese fin, se han escogido una serie particular de variables de salida, o respuestas, que han sido objeto de estudio con el propósito de dirigir todo el proceso. Algunas de ellas han sido seleccionadas porque era posible corroborar sus valores con los datos experimentales de los que se disponía, y por lo tanto era factible averiguar directamente si los resultados eran correctos. En el manejo de otra serie de ellas, simplemente se ha optado por controlar si su valor era cercano a aquéllos que se consideran típicos o usuales en motores similares al empleado en este estudio. Unas últimas, que arrojaban información de interés particular, han sido observadas con tal de lograr un mejor entendimiento sobre el proceso de calibración y sobre la coherencia y plausibilidad de las soluciones alcanzadas. Las variables analizadas durante el proceso de calibración son las siguientes:

Respuesta	Unidades	Disponibilidad de datos experimentales sobre su valor	Valores típicos
Presión Media Efectiva	bar	Sí	-
Gasto Másico de Aire	mg/ciclo	Sí	-
Presión en el cilindro	MPa	Sí	-
Error Cuadrático Medio de la Presión	-	-	-
Multiplicador LHV (Lower Heating Value)	-	-	-
Rendimiento volumétrico	%	Sí	Plena carga: 90-95% Baja carga: 80%
Rendimiento de combustión	%	No	Dosado pobre: 95-98% Dosado pobre: 80-90%
Masa de residuales atrapados	% de la masa atrapada por ciclo	No	Plena carga: 3-7% Plena carga: 10-20%
Fugas por Blowby	% de la masa atrapada por ciclo	No	1-2%
Temperatura de la camisa del cilindro	K	No	360-450 K
Temperatura de la culata	K	No	400-500 K
Temperatura del pistón	K	No	400-500 K
Temperatura inicial en el cilindro	K	No	350-400 K

Tabla 2. Respuestas estudiadas en la calibración del modelo.

Las tres primeras respuestas son sencillas de validar al disponer de sus valores reales, hecho que supone una gran ventaja de la que no se dispone con las otras (como se explicará más tarde, la medida del rendimiento volumétrico real se ha obtenido mediante la medida experimental del

gasto másico, y por lo tanto resulta redundante cualquier explicación). Debe ahondarse sin embargo en el tratamiento de los datos experimentales que han permitido la obtención de estos valores considerados reales, los cuales han sido empleados para cerciorarse de las respuestas de la PMI, gasto másico de aire y de la presión instantánea del cilindro. A continuación, se detallan los diferentes procesos involucrados en los distintos tratamientos de datos:

La presión media efectiva ha sido calculada en base a las señales experimentales de la presión del cilindro y del volumen instantáneo en cada punto. Con ambos datos, y empleando el software de MATLAB para hallar el cálculo, se han aplicado las integrales detalladas en el marco teórico para obtener la PMI de cada punto.

El gasto másico de aire ha sido deducido en base al consumo de combustible y al dosado relativo, ambos medidos durante los ensayos. Este resultado ha sido corroborado con las lecturas del caudalímetro empleado en dichos ensayos.

La señal de presión instantánea del cilindro ha sido tratada con anterioridad a la calibración descrita en este capítulo. Esto se debe a que las mediciones realizadas por el sensor piezométrico no son del todo precisas debido a su sensibilidad a cambios bruscos de temperatura y a otros sucesos que pueden aparecer en el interior del cilindro. Por la naturaleza misma del sensor, la señal recogida carece de referencia (el sensor capta variaciones de presión, y por tanto se mide una presión relativa), siendo necesario un proceso de referenciación conocido como *pegging*. Esta problemática, junto con los detalles sobre la aplicación del *pegging* requerida, están detallados con mayor profundidad en el Anexo III.

A partir de los valores calculados con anterioridad y de las respuestas de cada simulación, puede obtenerse el error relativo de la PMI, el error relativo del gasto másico de aire, y el error cuadrático medio de la presión en el cilindro. Debe de tenerse en cuenta que los dos primeros se miden en porcentaje, y por lo tanto son más fáciles de interpretar, mientras que el último no tiene la misma medición. La coincidencia entre la presión simulada y la real también puede realizarse superponiendo ambas en un gráfico. Esto, unido al error cuadrático medio, da una buena idea sobre la precisión de esta respuesta.

El Multiplicador de LHV (Lower Heating Value, o Poder Calorífico Inferior) es un multiplicador empleado automáticamente por GT-POWER para ajustar los resultados de la simulación, sin ninguna intervención del usuario. Éste escala de forma directa el valor del PCI del combustible empleado, o lo que es lo mismo, aumenta o disminuye la energía total almacenada, y posteriormente liberada, en el combustible. De esta forma, GT-POWER puede alterar los resultados de la combustión con tal de que éstos se asemejen a aquellos introducidos por el usuario (Gamma Technologies, 2018). Idealmente, por lo tanto, un modelo sin errores, en el que la información introducida resulte en una simulación totalmente coincidente con la realidad, empleará un multiplicador LHV igual a uno. En un caso real, sin embargo, un multiplicador de LHV igual a uno no implica una falta total de error, ya que puede darse la situación en la que existan dos o más errores que “empujen” al multiplicador de LHV en sentidos opuestos (es decir, uno lo reduce mientras que otro lo aumenta), aparentando que no existe ningún tipo de fallo. Por lo tanto, el Multiplicador LHV debe ser considerado solo como una medida más a la hora de juzgar la precisión del modelo. Un LHV cercano a valor uno, con el resto de las salidas dentro de un error aceptable, es un buen indicador de la calibración satisfactoria del modelo.

El rendimiento volumétrico, como ya se ha adelantado previamente, depende directamente del gasto másico de aire y de la presión del cilindro. Esto es igual tanto en la obtención del valor experimental como del valor simulado. La utilidad de esta respuesta, por lo tanto, no recae en la corroboración directa con su homóloga experimental, ya que sería redundante con el gasto másico. Sí recae, sin embargo, en que permite obtener información de manera más intuitiva sobre la precisión de la simulación de la admisión, ya que los valores y el comportamiento del rendimiento volumétrico depende tanto de la carga como del régimen del punto de operación. Esta respuesta es especialmente sensible al tipo de motor, grados de carga y régimen de giro. A grandes rasgos, valores estándar para MEP suelen rondar el 90%, pero dependen fuertemente del nivel de carga (debido a la estrangulación del aire entrante por la mariposa de admisión). Mientras que a alta carga puede llegar a 93-95%, a baja carga puede caer hasta por debajo del 80%. El efecto del régimen de giro es todavía más marcado. Por ejemplo, un MEP de aspiración natural tendrá una eficiencia volumétrica de alrededor del 80% operando a un régimen bajo, alcanzando el máximo (aproximadamente el 95%) a tres cuartas partes de su velocidad máxima, y reducirá de nuevo su eficiencia alrededor de un 10% a régimen máximo (B. Heywood, 2018). De esta manera, se puede observar a primera vista si este resultado es coherente o no para un determinado punto, sin necesidad de entrar en detalles sobre el error relativo del gasto másico.

El resto de las respuestas no pueden ser corroboradas directamente, al no poder medir fácilmente sus equivalentes experimentales. Ésta es en sí una de las razones que motivan la realización de este trabajo, pues sí pueden ser simuladas, y por lo tanto es interesante disponer de un modelo bien calibrado que permita resolver sus valores. Por todo ello, estas variables de salida, necesariamente, aportan una menor cantidad de información que las anteriores. Aún con todo, sus valores típicos, o usuales, sí son conocidos, y pueden emplearse para comprobar la precisión general del modelo. En base a éstos, puede establecerse un rango de valores, dentro del cual sería coherente o esperado, encontrar las respuestas estudiadas. Sirve así de forma adicional, aunque de menor peso, como medio para validar los resultados del trabajo. Estas respuestas, y sus valores típicos asociados, se detallan a continuación.

El rendimiento de la combustión es un parámetro muy difícil de medir, ya que su definición es química, pudiendo expresarse como la diferencia de entalpía entre los reactivos y los productos partida por la energía total del combustible consumido. Se halla así con mucha mayor facilidad calculándolo en una simulación, como la desarrollada en este trabajo. Sus valores concretos dependerán del tipo de motor, del dosado particular a cada caso, y de cualquier otro parámetro que en mayor o menor medida afecte al proceso de combustión. Por lo general, en un MEP se encuentra cerca del 95% suponiendo que el motor esté funcionando en un punto de operación normal (W. Pulkrabek, 1997). Es especialmente sensible al dosado, como se ha mencionado antes, lo que causa que con una mezcla pobre pueda alcanzar hasta el 98%, mientras que una mezcla rica lo puede reducir hasta el 80% (B. Heywood, 2018).

La masa de residuales se define como el porcentaje de gases quemados que permanecen atrapados en el cilindro al cerrar las válvulas de admisión, frente al total de masa atrapada en el mismo en ese punto exacto. El efecto que tienen estos gases sobre el proceso de combustión es crucial, y por lo tanto es imperativo mantener esta respuesta controlada. Esta respuesta, por desgracia, es de las más difíciles de controlar. Entre la bibliografía empleada para este trabajo, existen ciertas discrepancias sobre los valores típicos que cabría esperar. Aunque en términos generales éstos son parecidos, los rangos concretos no lo son. Así, Heywood afirma que sus

valores normalmente se mueven en el rango de entre el 30% (cuando el motor se mantiene al ralentí) y el 5% (cuando el motor opera a plena carga), mientras que Ferguson concluye que en rangos normales de operación estos deberían mantenerse entre el 3% y el 12% (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016). Finalmente, Pulkrabek cifra estos rangos en torno al 20% a carga parcial, y entre 3% y 7% a plena carga. Dado que estas explicaciones no están terriblemente alejadas entre sí, en este trabajo se ha decidido emplear unos términos medios, suponiendo que a plena carga se deberían de obtener valores entre el 3% y 7%, mientras que a cargas menores se aceptarían valores superiores al 10% pero menores del 20%. Cabe tener en cuenta que todas estas afirmaciones se aplican a los MEP (mientras que los MEC operan con residuales menores), tales como el motor empleado en este trabajo.

Las fugas por blowby son entendidas como el porcentaje total de masa perdida a través de la holgura entre el pistón y la camisa del cilindro, sobre el total de masa atrapada al inicio del ciclo. Sus valores típicos son más fáciles de aproximar, pues la bibliografía consultada los cifraba en cualquier valor entre el 0.5% y el 3%, y los tres autores citados anteriormente coinciden que el valor típico es del 1% (W. Pulkrabek, 1997). Esto puede depender del motor en cuestión, y de la geometría de los elementos constructivos del cilindro, dependiendo de la calidad de la selladura, el blowby puede aumentar hasta el 2% (B. Heywood, 2018). El desgaste del motor juega un papel similar, pues los modelos más nuevos pueden sufrir hasta pérdidas tan bajas como del 0.5%, pero según se acumulan horas de operación, pueden llegar a ser del 2.5% al 3% (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016). En este trabajo se ha asumido por lo tanto que el blowby rondará el 1%, pero es posible alcanzar valores superiores al 2%.

Las temperaturas de los elementos interiores del cilindro son otro de los resultados más difíciles de medir, por lo que surge de nuevo la necesidad de simularlos. Sus valores típicos resultan difíciles de corroborar, pero pueden extraerse varias cifras de entre los autores de la bibliografía.

Valores concretos para la temperatura del pistón, dependientes de la velocidad de giro, pueden ser encontrados en la figura 11.10 de la obra de Ferguson referenciada anteriormente. Éstos pueden encontrarse entre los 410-473 K a 1000 rpm, aumentando hasta los 420-490 K a 2000 rpm, 430-500 K a 3000 rpm y hasta 440-530 K para 4000 rpm. Estos valores son similares a aquéllos sugeridos por GT-ISE, entre 400 y 500 K, pudiendo incrementarse hasta los 550 K a alta carga (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016).

Los valores típicos para la temperatura de culata pueden situarse entre los 425 K y los 475 K (B. Heywood, 2018), lo cual vuelve a coincidir a grandes rasgos con los valores aconsejados por GT-ISE, que supone unas temperaturas similares en la culata y en el pistón.

Un valor máximo para la temperatura de pared del cilindro puede suponerse cerca de los 450-470 K (W. Pulkrabek, 1997) (consultar capítulo 10, página 320), aunque los valores pueden ser tan bajos como 360 K (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016). Se supondrá por lo tanto que los valores estándar rondarán los 400 K, pudiendo bajar hasta los 360 K y aumentar hasta los 450 K. De nuevo, son similares a los valores sugeridos por GT-ISE, que sitúa esta temperatura entre los 400-430 K.

Finalmente, las temperaturas iniciales se suponen similares a las de pared, o al menos ligeramente inferiores a éstas (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016). Los valores recomendados por GT-ISE están alrededor de los 380 K.

Con la información recogida, por lo tanto, se entenderá de cara a este trabajo que unas temperaturas coherentes se encontrarán en los siguientes rangos: Culata y pistón, de 400 K a 500 K, camisa del cilindro, de 360 K a 450 K, y finalmente, las temperaturas iniciales de 360 K a 400 K. Se asume, además, que las temperaturas de culata y pistón deben ser mayores que las de la camisa, y las temperaturas iniciales, ligeramente inferiores a estas últimas.

4.2.3 Influencia particular de cada factor

Con tal de realizar una calibración correcta, una vez se han elegido los factores y las respuestas del modelo, es necesario establecer y conocer la relación entre éstos. De esta manera, se podrán modificar los factores de entrada para obtener los resultados deseados. A lo largo del desarrollo del presente trabajo, se han estudiado y documentado los efectos que causan cada una de estas variables de entrada en las salidas abordadas. Los resultados de este estudio, que han servido de guía para el ajuste de este modelo, se presentan a continuación. Debe tenerse en cuenta que la influencia exacta de cada parámetro dependerá del modelo y punto de operación particular, y por lo tanto las explicaciones posteriores no son definitivas.

Diámetro equivalente de fugas de Blowby

Este parámetro simula un orificio que conecta la cámara de combustión y el cárter del motor, a través del cual fluyen las pérdidas causadas por el efecto de blowby. Los principales efectos que surgen al modificar su valor son las variaciones en la cantidad de gases perdidos por fugas y en las curvas de presión. De poder disponer de acceso al motor real, una primera aproximación a dicho parámetro es posible tras determinar la holgura entre el pistón y el segmento y dividir después entre la raíz cuadrada del número de segmentos (Gamma Technologies, 2019). Ajustar las fugas a los valores detallados en el apartado anterior puede considerarse el principal criterio para ajustar este parámetro. Deben tenerse en cuenta, sin embargo, algunos efectos adicionales que provoca la modificación de este coeficiente:

- Su aumento provoca una muy ligera disminución de la cantidad de residuales atrapados al final del ciclo, ya que GT-Suite simula la fuga de dichos residuales junto con el resto de gas que escapa.
- Su aumento causa igualmente una ligera caída de la PMI y de la presión máxima, ya que las fugas reducen la cantidad de mezcla comprimida y posteriormente, la cantidad de combustible quemado.
- Modificaciones notables del parámetro pueden causar cambios moderados en la señal de presión.
- Al incrementarlo se logra igualmente una muy pequeña caída de todas las temperaturas, por semejantes razones a las expuestas con anterioridad.

En general, se puede entender que las modificaciones al diámetro equivalente de blowby, habitualmente, provocan alteraciones no significativas en los resultados, salvando las propias fugas con las que está relacionado y la presión instantánea.

Relación de compresión

Las modificaciones en la relación de compresión influirán en prácticamente todas las salidas. Una mayor relación de compresión causará una mayor PMI y un mayor pico de presión, como cabría esperar. El aumento de la compresión y de la energía liberada causará un incremento de las temperaturas en el interior del cilindro, hecho que provocará que el aire fresco de admisión

se caliente, y eso acrecentará su densidad, reduciendo ligeramente el gasto másico. Los residuales suelen mostrar una tendencia a disminuir según aumenta la PMI, al haber una mayor potencia disponible en la acción de bombeo. Todos estos cambios no suelen ser importantes a no ser que el cambio en la relación de compresión sea mayor de 0.5.

El efecto de este parámetro es tan transversal que resulta difícil ajustarlo. Un posible método consiste en probar a variarlo en un máximo de 0.5 y observar si los cambios producidos aproximan los resultados a los datos experimentales o no. Es posible que reducir o aumentar la relación de compresión, mejore una salida a costa de otra. Deberá por lo tanto adaptarse un compromiso entre todas las salidas, seleccionando aquél que acerque por igual a todas las salidas a sus valores objetivos.

Tiempos de válvulas

Los tiempos de válvulas afectan principalmente a la cantidad de aire que entra en el cilindro, y se ve reflejado en el gasto másico. Esto tiene repercusiones en la curva de presión, la PMI, temperaturas y residuales.

Adelantar el tiempo de las válvulas de escape aumenta el aire admitido. Una variación positiva en el gasto másico implica una mayor cantidad de aire comprimido, y una mejor combustión, además de una caída en la masa de residuales atrapados. Esto se traduce en un aumento en la curva de presión y la PME. La mayor liberación de calor trae consigo un leve aumento de las temperaturas.

De manera inversa, adelantar el tiempo de válvulas de admisión reduce el aire total admitido, lo que da lugar a un menor gasto másico. Los residuales atrapados, por otro lado, crecen de manera notable, empeorando la calidad de la combustión. Dichos hechos causan el efecto contrario al explicado anteriormente: una caída notable de la PMI y de las temperaturas de pared.

Modificar los tiempos de válvulas en los sentidos contrarios a los detallados anteriormente causa variaciones de carácter opuestos a los descritos.

Juegos de las válvulas

La consecuencia primordial que produce el modificar el juego de las válvulas es la de variar el perfil de levantamiento de las válvulas. Un mayor juego, supone una mayor distancia entre la válvula y la leva responsable de abrirla, lo que a su vez causa una apertura más tardía, un cierre más temprano, y un levantamiento máximo menor. Reducir el juego provoca el efecto contrario.

Existe un valor para el juego de la válvula de admisión que maximiza el aire entrante al cilindro. El valor concreto depende del perfil de levantamiento empleado, pero en cualquier caso supone un pico en el gasto másico del aire. Disminuir o aumentar el juego provocará un descenso de esta respuesta. En el primer caso, la válvula se abre antes y se cierra más tarde, o lo que es lo mismo, aumenta el tiempo en el cual la válvula permanece abierta, que puede ser más del necesario. Crucialmente, esto implica que la válvula permitirá al aire escapar del cilindro cuando se inicie la fase de compresión, reduciendo la cantidad total de masa de aire atrapado al cerrar estas válvulas. Lo mismo sucede si se aumenta el juego más allá del punto mencionado. En ese caso, la válvula permanece menos tiempo abierta, y se reduce su levantamiento máximo. Se provoca así un descenso del aire admitido, produciéndose un efecto similar al anterior. En

ambos casos, una reducción del gasto másico trae una ligera reducción de la PMI y un muy ligero descenso del pico de presión. Las temperaturas descienden muy levemente como consecuencia de ello, siendo la más sensible la de pistón.

Debe tenerse en cuenta que el efecto descrito anteriormente es más evidente si se disminuye el juego, es decir, es más fácil sufrir pérdidas del aire atrapado por fugas debidas a un levantamiento excesivo que simplemente por impedir la entrada de más aire por el hecho de un levantamiento insuficiente.

Así mismo, aumentar el juego de la válvula de escape, entorpece enormemente la expulsión de los gases residuales, favoreciendo su acumulación en el cilindro. Esto aumenta considerablemente la temperatura de la mezcla inicial, lo que disminuye su densidad y reduce la cantidad total de aire admitido. La eficiencia volumétrica cae sustancialmente como consecuencia. Todo ello da lugar a que la mezcla inicial no sea la ideal para el proceso de combustión y produce como resultado una PMI inferior. Las temperaturas crecen escasamente como consecuencia directa de la mayor presencia de residuales a alta temperatura.

Disminuir el juego de la válvula de escape provoca el fenómeno contrario, favoreciendo el escape de los gases quemados, disminuyendo los residuales y facilitando el proceso de renovación de la carga, causando, por lo tanto, un incremento de la PMI y de la eficiencia volumétrica.

Ajustar los juegos de válvulas puede ser algo complicado, ya que los efectos de ambas pueden solaparse fácilmente. En general, el juego no debería ser superior a los 0.25 mm, pero puede variar dependiendo de las características técnicas de cada motor.

Multiplicadores de área de flujo de las válvulas

Los multiplicadores de área de flujo tienen un efecto similar al juego de las válvulas, pero con diferentes matices, algunos de ellos a primera vista poco intuitivos. Los multiplicadores de área escalan directamente los coeficientes de flujo de las válvulas, las de admisión por un lado y las de escape por el otro.

Unos coeficientes de flujo de admisión excesivamente bajos limitan la cantidad de aire que entra al cilindro. Esto provoca un ligero descenso del gasto másico (de apenas unos mg de aire por ciclo), que a su vez puede causar unas muy ligeras modificaciones del rendimiento volumétrico. A partir de este punto, un incremento paulatino del multiplicador causa un aumento del gasto másico, hasta llegar a un máximo entre los valores de 0.5 y 1 del multiplicador. A partir de ese punto máximo, un aumento del coeficiente causa el efecto contrario, ya que afecta de manera excesiva al reflujo final en comparación con el flujo de entrada. A partir de entonces, se provoca el efecto contrario, y decae ligeramente la eficiencia volumétrica. La PME varía en el mismo sentido que la eficiencia volumétrica, pero con unos incrementos algo mayores. Otra variable afectada, aunque apenas perceptible, es la curva de presión, puesto que un menor rendimiento volumétrico resulta en una presión máxima ligeramente menor.

Los coeficientes de flujo de escape tienen un efecto similar a los de admisión. Un multiplicador de flujo alto causa una ligera caída del gasto másico y del rendimiento volumétrico, según aumenta el flujo de aire expulsado del cilindro. Disminuir el multiplicador genera un mayor gasto másico, un mayor rendimiento volumétrico e incrementa la PMI. Eventualmente, se encontrará un máximo, con un valor de multiplicador de flujo de escape ligeramente menor al multiplicador

de flujo de admisión que causaba el máximo. A partir de ahí, se apreciará una ligera disminución de la PMI, del rendimiento volumétrico y del gasto másico.

En ambos casos, el descenso de la eficiencia volumétrica tiene un efecto bastante marcado en la cantidad de residuales atrapados. A menor eficiencia, mayor será la cantidad de gases quemados que se verán atrapados tras la combustión.

Por todas estas razones expuestas, el ajuste de los multiplicadores de flujo puede resultar bastante complicado. Es aconsejable modificarlo, por lo tanto, con sumo cuidado.

Coefficiente de convección externa

El coeficiente de convección externo regula el calor cedido al ambiente a través de los conductos de admisión y escape. Sus valores típicos, obtenidos en pruebas de laboratorio, rondarían entre los 5-20 W/(m²·K), siendo el primero en condiciones de convección natural y el segundo en condiciones de convección forzada (Gamma Technologies, 2019). El principal efecto que supone este coeficiente es, por lo tanto, la temperatura del aire, tanto al entrar como al salir del cilindro. Una mayor cantidad de calor cedido supone un aire más frío a la entrada (con el consecuente descenso de la temperatura inicial), y por lo tanto más denso. Esto aumenta la eficiencia volumétrica y con ello sube el gasto másico. Una mayor cantidad de aire, a su vez, resulta en una combustión más eficiente y una mayor PMI. A su vez, las temperaturas dentro del cilindro sufren un ligero incremento. El aire es también enfriado a la salida del cilindro, según cede calor al ambiente exterior. Un aire más frío en el escape aumenta también su densidad, lo cual facilita su expulsión y reduce drásticamente la cantidad de gases quemados residuales atrapados en el cilindro.

Multiplicador de transferencia de calor (conductos de admisión)

El multiplicador de transferencia de calor de los conductos de admisión escala, de forma directa, todo el calor cedido entre el fluido y las paredes de los conductos de admisión (Gamma Technologies. (2019). Navegador de Ayuda del GT-Suite.). Su efecto depende de la configuración del motor. En caso de haber refrigeración del aire, los conductos estarán más calientes que el aire y aumentar la transferencia de calor entre los mismos calentará el aire, dando una mayor temperatura inicial en el cilindro. Esto provocará el efecto contrario al caso anterior, reduciendo la densidad del aire y, por ende, la eficiencia volumétrica y el gasto másico de aire. A su vez, esto resulta en una peor combustión, con una PMI más baja y mayores residuales. Las temperaturas de pared, pistón, válvulas y culata verán una ligera disminución con el descenso de energía liberada.

Por otro lado, de haber refrigeración, los conductos ayudarán a enfriar al aire entrante y el efecto del multiplicador será similar al coeficiente anterior.

Multiplicadores de la transmisión de calor por convección, lado del gas

En términos generales, todos los multiplicadores de convección (por el lado del gas) tienen efectos similares. Las diferencias fundamentales son los distintos grados de intensidad que se perciben de dichos efectos.

A grandes rasgos, un mayor multiplicador de convección provoca que los distintos elementos constructivos del cilindro absorban una mayor cantidad de calor durante la compresión, combustión y expansión. Por un lado, esto reduce la parte aprovechada del total de energía

liberada. Por otro lado, aumenta la temperatura de dichos elementos de manera considerable. Durante las fases de escape y admisión, la mayor temperatura a la que se encuentran estos elementos, unido a su mayor coeficiente de convección, provoca que cedan más calor al aire, aumentando su temperatura y reduciendo su densidad. Se provoca así un descenso de la eficiencia volumétrica y del gasto másico, reduciendo a su vez la eficiencia de la combustión y la PMI. Finalmente, todos estos factores se juntan para provocar una mayor cantidad de gases residuales atrapados en el cilindro.

Un menor multiplicador de convección provocará que resulte más difícil calentar los elementos del cilindro, reduciendo su temperatura y aprovechando una mayor cantidad de la energía disponible. A su vez, la menor temperatura y cesión de calor reducirá la temperatura inicial y final de aire, mejorando la eficiencia volumétrica y permitiendo una combustión más efectiva, con una PMI mayor.

Cada multiplicador tiene sus particularidades:

- **Camisa del cilindro:** La camisa del cilindro, es, por lo general, de los elementos que más efecto tiene sobre el aire entrante, y con el que se pueden conseguir mayores variaciones en el gasto de aire y la eficiencia volumétrica. Por supuesto, como cabría esperar, su influencia sobre la propia temperatura de pared es enorme. También es perceptible una respuesta en la temperatura del pistón, al calentar a éste según realiza su recorrido por el cilindro. Su mayor efecto en la condiciones iniciales y finales de la mezcla del cilindro provoca que sea el multiplicador que obtiene una mayor respuesta en la cantidad de residuales atrapados al final del ciclo.
- **Culata:** La culata es el elemento constructivo que menos influencia muestra sobre las salidas del modelo, en comparación al resto, aunque esto no significa que sus efectos sean despreciables. Su posición y tamaño reducido hace que no caliente apenas al aire entrante, y por lo tanto su efecto es reducido en el gasto másico y la eficiencia volumétrica. Su mayor efecto es sobre la PMI. El multiplicador de convección regula qué parte de la energía liberada por la combustión termina siendo cedida como calor a la culata, en vez de ser aprovechada como trabajo de expansión.
- **Pistón:** El pistón es el elemento con mayor influencia sobre la PMI. Esto podría deberse al hecho de que una parte importante de la energía de la combustión cedida en forma de calor termina en el pistón. El coeficiente de convección, por lo tanto, determina qué parte de la energía liberada acaba siendo transferida al pistón en vez de aprovecharse en el trabajo de la expansión. Un mayor coeficiente de convección resulta en una temperatura de pistón muy alta, a costa de reducir la energía extraída durante el ciclo. Al igual que pasa con la camisa, el coeficiente de convección del pistón tiene una influencia no despreciable sobre las temperaturas de pared, al estar ambas en continuo contacto.
- **Válvulas de admisión:** Las válvulas, al estar en contacto directo con el aire entrante, son el otro elemento con mayor influencia sobre las condiciones iniciales del aire admitido. Un mayor coeficiente de convección provoca un calentamiento del aire, un aumento de su presión, y una consecuente caída de la eficiencia volumétrica del aire. Aunque no resulta tan determinante como la camisa del pistón, su efecto sobre el gasto másico y el porcentaje de masa residual es notable.

Multiplicadores de los coeficientes de convección, lado del refrigerante

Los multiplicadores de los coeficientes de convección regulan la cantidad de calor intercambiado entre los elementos refrigerados del cilindro (camisa y culata) y el refrigerante. El efecto

principal de la modificación de estos multiplicadores son las variaciones de las temperaturas de dichos elementos. Esto a su vez repercute sobre el resto de las salidas del modelo. Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que, a diferencia del coeficiente anterior, éste sólo regula el calor intercambiado entre los elementos del cilindro y el refrigerante, no modifica la transmisión de calor entre el cilindro y los gases de la mezcla. Así pues, aunque los incrementos de la temperatura de camisa y culata afectarán a la mezcla, la transferencia de calor sobre ellos no se verá escalada, y por lo tanto su efecto será mucho menor que el de los multiplicadores anteriores.

El mayor efecto que provoca la modificación de estos parámetros, por lo tanto, es en la temperatura del objeto refrigerado en cuestión, influyendo levemente en la temperatura del resto de elementos y produciendo unas variaciones despreciables en el gasto másico, eficiencia volumétrica, presión, PMI, residuales atrapados... etc.

4.2.4 Procedimiento de calibración mediante el TPA

Una vez conocidos los efectos que los factores causan sobre el comportamiento de las respuestas, puede procederse con el proceso de calibración en sí.

Registro del proceso

Durante todo el desarrollo de este trabajo, se ha mantenido un registro, en Microsoft Excel, acerca de todos los cambios, variaciones y modificaciones aplicados al modelo, y los resultados alcanzados tras efectuar las simulaciones. Se ha mantenido constancia de los valores adoptados por los factores en cada iteración, del diseño de todos los experimentos realizados, de las conclusiones extraídas del uso de cada metamodelo y de la información obtenida con la optimización, al igual que de las respuestas de cada ejecución del programa. De esta manera, se ha podido disponer de un historial de cada una de las versiones, lo que ha permitido percibir la dirección general de la calibración, ilustrando qué respuestas estaban correctamente calibradas y cuáles faltaban por ajustar, mantener la información sobre cualquier decisión importante o incluso revertir a un estado pasado en caso de necesidad.

La versión inicial del modelo, o modelo base, una vez construido y preparado para ser ejecutado, con todos los factores fijados a sus valores por defecto (los multiplicadores con la unidad, el resto con sus valores nominales), se ha denominado Versión 0, o V0. A partir de entonces, cada nueva modificación al modelo (ya fuera variando los datos introducidos, algún elemento u objeto o, más comúnmente, los propios factores), se registraba una versión nueva.

Uso de las herramientas

La herramienta principal que se ha empleado en éste ha sido el DOE incluido en el GT-POWER, el cual ya ha sido introducido en el capítulo precedente. Como se ha explicado previamente, es preciso un uso cuidadoso de esta herramienta si se pretende extraer información útil de la misma. Por ello, con anterioridad a su utilización es importante conocer las limitaciones intrínsecas propias de este programa, que gobernarán el uso que hagamos del mismo:

- Un DoE con pocos casos se ejecutará rápidamente y ocupará poco espacio en el almacenamiento del ordenador, pero el menor número de datos causará que la información extraída sea de peor calidad y provocará imprecisiones en el estudio. Una mayor precisión, por lo tanto, requiere de un análisis de mayor tamaño, lo que implica un aumento en el

tiempo de ejecución y en el peso de los archivos resultantes. Esta opción puede suponer una lentitud considerable en el estudio y, por lo tanto, debe ser juzgado si es adecuada.

- El incremento entre los valores del rango de cada parámetro es especialmente importante para asegurar la precisión de las predicciones. Unos incrementos pequeños suponen una información más precisa sobre las variaciones de las salidas, y por lo tanto un mejor funcionamiento. Esto está enlazado al problema superior, ya que, si se ha de estudiar el efecto de un parámetro a lo largo de un rango de variación extenso, un número reducido de casos supondrá una precisión muy reducida.
- El número de parámetros a analizar tiene también un efecto importante sobre la precisión del metamodelo. Las mejores predicciones se obtienen con un DoE de un único parámetro, pero esto ralentiza mucho el tiempo de calibración. El software es capaz de trabajar con más parámetros, pero a costa de perder precisión. Debe encontrarse pues un compromiso entre ambas opciones.
- El método seleccionado para crear el metamodelo es demasiado dependiente de cada caso, y deberá buscarse en las diferentes situaciones aquél que dé un menor error. A grandes rasgos, los modelos cúbicos suelen dar resultados apropiados para la mayoría de los supuestos. En caso contrario, el MLP (Multilayer Perceptron) suele conseguir ese objetivo.

Como se ha podido observar, la disyuntiva principal que se encuentra al emplear la herramienta es una cuestión de velocidad de procesamiento contra precisión de los resultados.

Existen varias medidas para determinar la precisión del metamodelo. De todas ellas, el máximo error relativo en el entrenamiento y el máximo error relativo en la validación, son probablemente de los más ilustrativos. Con tal de mantener una calidad de la información adecuada, se ha de vigilar que no haya una acumulación excesiva en dicho error. En el trabajo presente, se ha optado por un límite del 5%, ya sea en entrenamiento o en validación, y cualquier metamodelo con un error superior al marcado, ha sido descartado. Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que aún en el mejor de los casos, es un sistema relativamente impreciso. La información obtenida debe de ser después corroborada y confirmada por medio de simulaciones normales, con tal de comprobar que el modelo se comporta como debe con los factores obtenidos en el DOE, y para recopilar los valores exactos de las respuestas.

Cuanto más parámetros se analicen a la vez, y cuanto menor rango de variación se les atribuya, más rápido será el análisis, pero menor será la precisión lograda, y, por lo tanto, la información adquirida. Una información incorrecta, a su vez, entorpece el proceso de calibración y puede terminar retrasándolo. De igual manera, analizar los parámetros individualmente y con un mayor rango de variación proporcionará una información de gran calidad, pero el proceso se retrasará bastante. No solamente será más lenta la calibración, sino que la cantidad de datos a almacenar y procesar por el ordenador será considerable, y puede llegarse al caso de que el propio equipo informático se sobresature.

En este trabajo se ha optado por diseñar experimentos con un máximo de cuatro parámetros, siendo el ideal dos, y combinando siempre parámetros de la misma categoría, tratando de que estén estrechamente relacionados entre sí (por ejemplo, los dos tiempos de válvulas, los dos juegos de válvulas o los cuatro multiplicadores de transferencia de calor). Por otro lado, se ha marcado el incremento máximo, no siendo mayor de 0.15 para limitar el error acumulado. Dos excepciones se han aplicado a esta última decisión, al observar que podían aplicarse incrementos mayores sin que repercutieran excesivamente en el error: el tiempo de válvulas (con incrementos de hasta 10 grados) y los multiplicadores de la transmisión de calor (con

variaciones de alrededor de 0.5). En caso de ser necesario un estudio en mayor detalle, se ha analizado el factor de interés de forma individual o en parejas y con incrementos de 0.1 o inferiores, o de 5 grados en caso de ser uno de los tiempos de válvulas.

Como se ha mencionado anteriormente, cualquier metamodelo con un error de entrenamiento o de validación superior al 5% ha sido descartado, y repetido su DOE de ser necesario. Se han tratado de emplear métodos de regresión cúbica o cuadrática, utilizando como alternativa el MLP si no se podía reducir el error por debajo del límite establecido.

Una vez analizados los resultados, y seleccionados los posibles valores deseados para los factores involucrados, se ejecutaban simulaciones individuales para verificar la información obtenida y poder obtener las respuestas exactas particulares a esa versión del modelo. En caso de requerir más de una simulación, al haber seleccionado más de un valor o combinación de valores, cada una de éstas se identificaba con una letra siguiendo la versión del modelo (por ejemplo: V34A y V34B)

Método de calibración

Para el desarrollo del presente trabajo se disponía de datos experimentales de muchos puntos, cada uno con tres repeticiones (que eran introducidos como casos distintos en GT-ISE). Tratar de abordar el problema ajustando el modelo en base a todos los puntos a la vez era, como se entenderá, impracticable. El camino sugerido, e inmediatamente seguido, fue iniciar el proceso con los datos de un punto de operación de carga y de régimen medios, centrándose únicamente en una de las distintas repeticiones disponibles del mismo. El punto escogido fue el correspondiente a 2000 rpm y 6 bar de PMI, concretamente, su primera repetición.

El método desarrollado durante la realización de este trabajo trata de guiarse por un orden concreto de factores a calibrar. De esta manera, se trata de ajustar una de las respuestas manipulando un factor particular, y una vez que se logra este objetivo, se continúa con el siguiente. Debe entenderse sin embargo que éste es un proceso iterativo, pues la relación entre todos los factores y todas las respuestas está interconectada. Esto conlleva a que acondicionar uno de los factores no implica que no deba de ser variado de nuevo más adelante según varían las respuestas del modelo.

Inicialmente, se comenzó por los parámetros geométricos o constructivos, siendo éstos el diámetro equivalente de fugas de blowby, y la relación de compresión. El primero resulta más fácil de ajustar, ya que lo que se busca con este factor es aproximar la curva de presión simulada a la real mientras que se tratan de evitar unas fugas excesivas, basándose en los valores típicos para éstas, detallados previamente (del 1% al 2%). La relación de compresión resulta mucho más compleja, ya que su efecto es bastante más perceptible y transversal a lo largo de todas las respuestas. Por lo tanto, se partió del valor nominal (11.5) y se fue variando ligeramente en ambos sentidos. El valor más cercano a la realidad se determinó en aquel que reducía por igual los errores de las cuatro respuestas principales (error cuadrático medio de la presión, multiplicador LHV, error relativo de PMI, error relativo de gasto másico), logrando un equilibrio entre las cuatro sin favorecer en exceso una a costa de las otras. Este equilibrio es muy importante, ya que es posible mejorar considerablemente uno de los resultados a cambio de empeorar otros si se reduce o aumenta en exceso la relación de compresión respecto a su valor real. Un suceso similar al descrito, por razones obvias, no es próximo a la realidad y por lo tanto no es deseable.

Una vez calibradas satisfactoriamente estas dos entradas, se procedió con los factores de válvulas. Debe recordarse que éstos tienen su mayor efecto en el gasto másico y la eficiencia volumétrica, lo cual repercute en una influencia especial sobre la curva de presión y la PME. Las temperaturas, sin embargo, apenas sufren cambios sustanciales. Los parámetros de tiempos de válvulas son los que muestran mayores repercusiones, y por lo tanto son aquéllos que han sufrido unas mayores modificaciones. Este proceso iterativo se ha continuado hasta alcanzar un gasto másico con un error relativo menor del 2% al 3%, y un error cuadrático medio de la presión inferior a 0.5 MPa. Se ha tratado de no exceder significativamente en más de un 5% el error de PMI y del multiplicador de LHV, y de mantener los residuales por debajo del 12% (al entenderse éste como un valor típico a media carga). De esta manera, se facilitarían su ajuste posterior. Se buscó también mantener las fugas por blowby en el valor previamente alcanzado.

Con los objetivos previos alcanzados, puede pasarse a la categoría final de parámetros de entrada, aquéllos relacionados con la transmisión de calor. La influencia de éstos es bastante variable, y aunque podría decirse que es más perceptible en la PMI y en las temperaturas estudiadas, sus efectos sobre la presión y gasto másico son también evidentes. Al igual que en la categoría anterior, hay una serie de factores que sobrepasan al resto en términos de repercusión en las respuestas, multiplicadores de la transmisión de calor por convección por el lado del gas. Por lo tanto, se trataron de ajustar el resto de los parámetros previamente. El objetivo en esta parte era tratar de reducir todos los errores relativos por debajo del 5%, centrándose particularmente en la PMI y el multiplicador LHV, mientras se trataba de mantener el error cuadrático medio de la presión inferior al 0.05 MPa. A su vez, se controlaron las temperaturas simuladas con tal de mantenerlas en el rango de valores típicos establecidos anteriormente.

Una vez que todos los errores se encontraron por debajo de los límites marcados, se introdujeron al modelo los casos correspondientes a las repeticiones dos y tres del punto estudiado. Ésta se entendió como una manera de validar, con una mayor cantidad de información y de variables de control, que el modelo que simulaba este punto de operación encajaba correctamente con la realidad. Esto implicaba que se debían controlar tres versiones distintas del mismo parámetro, aplicando a las tres los mismos objetivos anteriores. Se inició un nuevo proceso iterativo, similar al descrito anteriormente, con tal de alcanzar nuevos objetivos para los errores: inferiores al 2% en caso de los relativos y por debajo del 0.03 MPa en caso del error cuadrático medio de la presión. A su vez, se continuó controlando las temperaturas de pared y los porcentajes de masa residuales y de fugas por blowby. La motivación de estas restricciones era que, cuanto menor fuese el error en el primer punto estudiado, menos dificultades se encontrarían al exportar este mismo modelo a la simulación del resto de puntos disponibles. Una vez se alcanzaron los que se entendían como los mejores resultados posibles, se terminó de validar el modelo comprobando que la eficiencia de combustión tuviese valores aceptables.

Llegados a este punto, se continuó ampliando el uso del modelo al resto de puntos empleados en el actual trabajo, y enumerados en el capítulo precedente a éste, cada uno de ellos con sus tres repeticiones. Con tal de reducir la cantidad de información procesada a la vez, se dividieron estos puntos en tres etapas. Una primera incluía el resto de los puntos a 2000 rpm (2000 rpm a 4 bar, y 2000 rpm a 10 bar). Una segunda recogía el resto de los puntos a carga media (1000 rpm a 6 bar, 3000 rpm a 6 bar y 4000 rpm a 7 bar). Y, finalmente, la última tanda se componía de los

puntos restantes (1000 rpm a 10 bar, 3000 rpm a 4 bar y 3000 rpm a 10 bar). En los tres casos, el procedimiento fue idéntico. En un primer lugar, se aplicaba el modelo de simulación con los datos y parámetros pertenecientes a los puntos nuevos, y se anotaban los resultados. Aquéllos que mostraban resultados inadmisibles (errores relativos superiores al 5%, errores cuadráticos medios de presión superiores a 0.5 MPa o salidas fuera de los rangos establecidos) eran recalibrados con un procedimiento igual que el punto original. Este proceso solía ser mucho más rápido y sencillo, ya que los errores eran puntuales y no excesivamente grandes. Una vez que se tenía a todos los puntos calibrados por separado, se procedía a encontrar soluciones de compromiso entre los factores utilizados en cada una de las calibraciones. Halladas éstas, se probaban en todos los modelos y se comprobaba si producían resultados aceptables. De no ser así, se repetía el proceso anterior. Una vez se alcanzaron resultados satisfactorios para los nueve puntos estudiados, se consideró terminado el proceso de calibración mediante TPA.

4.3 Metodología de calibración del modelo predictivo

4.3.1 Factores empleados

La calibración del método predictivo se ha centrado principalmente en la obtención de un modelo que pudiese predecir la ley de combustión que rige la operación de un motor. El resto de los procesos se consideran ya precisos, al haber acondicionado previamente todos los factores, información y datos experimentales usados en la simulación mediante el TPA. Por lo tanto, los factores que se emplearon en esta parte están todos directamente relacionados con el fenómeno de la combustión, y más particularmente, con la velocidad de propagación de llama.

La velocidad de quemado de la mezcla depende directamente de la velocidad laminar y la velocidad turbulenta de la llama, a partir de las cuales es posible calcular la propia velocidad de propagación de la llama. Estas variables dependen a su vez de constantes físicas y químicas intrínsecas al combustible, de variables de estado termodinámicas dentro del cilindro y de unos multiplicadores particulares. Éstos últimos serán los factores empleados en el proceso descrito en estos apartados, que se enumeran a continuación:

- Multiplicador del efecto de dilución.
- Multiplicador del crecimiento del núcleo de llama.
- Multiplicador de velocidad turbulenta de llama.
- Multiplicador de escala de longitud de Taylor.

Para entender su uso, es necesario comprender qué aporta cada uno de estos factores. Una explicación más extensa de cómo computa GT-POWER la velocidad de quemado se puede encontrar en el Anexo IV. A grandes rasgos, se pueden entender que sus efectos son los siguientes (Gamma Technologies, 2019):

El efecto de dilución simula la dilución de la mezcla con los gases quemados, y afecta principalmente a la velocidad de quemado laminar, que es aproximadamente constante durante todo el proceso. El multiplicador de crecimiento del núcleo de llama regula el desarrollo inicial de la llama, y por lo tanto determinará el tiempo transcurrido hasta que comienza a quemarse el grueso de la mezcla. El multiplicador de velocidad turbulenta de llama escala ésta misma de forma directa, y como se verá más adelante, es el coeficiente más influyente, al ser esta velocidad la mayor de las dos en las etapas intermedias de la combustión. Finalmente, el

multiplicador de escala de longitud de Taylor rige el grosor del frente de llama, lo que afecta tanto a su velocidad en las etapas iniciales como en las intermedias.

El rango de variación de estos factores es de 0.5 a 3 para todos los parámetros, según el Navegador de Ayuda de GT-ISE.

4.3.2 Respuestas estudiadas

Las respuestas estudiadas en la calibración del modelo predictivo son, a efectos prácticos, aquéllas que definen el proceso de combustión. Realmente deberían mantenerse observadas éstas y todas las empleadas anteriormente con el TPA, con tal de validar la totalidad de la simulación. Se entiende, sin embargo, que el resto de los procesos han sido ya acondicionados correctamente suponiendo una combustión correcta, y, por lo tanto, en cuanto se ajuste esta última, se dispondrá de un modelo aceptable en todas sus partes. Todo ello no implica que puedan obviarse el resto de los parámetros, ya que siguen siendo necesarios para comprobar el correcto funcionamiento del modelo. Pero sí permite poder centrar la atención en las respuestas particulares de la combustión.

Esas respuestas serán, a grandes rasgos, dos: la fracción de masa quemada respecto al ángulo del cigüeñal y la velocidad de quemado de la fracción de la masa respecto al mismo ángulo. La segunda es la derivada de la primera, al poder entenderse como la “tasa” de variación de la masa quemada. Durante la propia simulación, GT-POWER deduce cuáles son los valores reales de ambas variables en base a los datos experimentales (al igual que hacía con el TPA), por lo que pueden ser después comparadas con aquéllas simuladas, con tal de validar estas últimas. La curva de presión simulada, y su cercanía a la real, al igual que el error relativo de la PMI, también pueden ser consideradas respuestas de interés en esta calibración. Idealmente, sin embargo, un correcto acondicionamiento de la ley de combustión debería suponer una coincidencia de estas dos salidas con sus valores reales.

4.3.3 Influencia particular de cada factor

Multiplicador del efecto de dilución

El Multiplicador del Efecto de Dilución tiene su mayor influencia en la primera etapa de la combustión, cuando la combustión laminar es predominante, y por lo tanto es importante para definir el tiempo que tarda la mezcla en iniciar la combustión. Aunque igualmente afecta a la velocidad en las demás etapas, lo hace en menor medida que el resto de los parámetros. El efecto retardante (o acelerante) de este multiplicador puede verse en las siguientes gráficas de la fracción de masa quemada por ángulo:

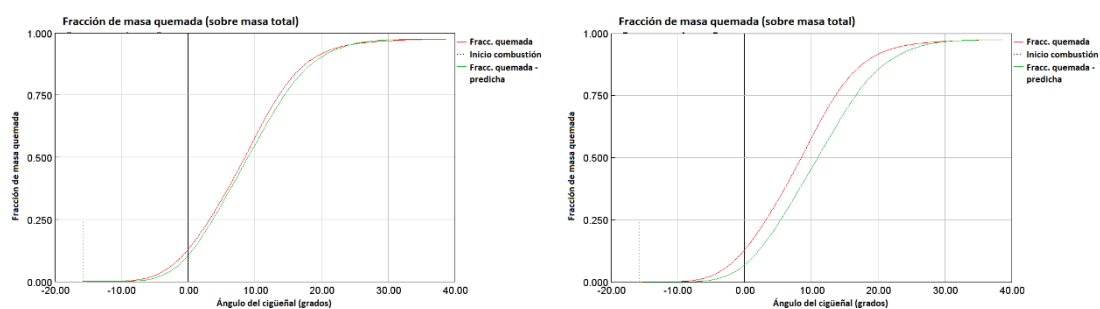


Ilustración 10. Fracción de gases quemados, multiplicador del efecto de dilución.

A la izquierda, un modelo con $CDE=0.6$, a la derecha, el mismo modelo con $CDE=0.9$.

Estos fenómenos se pueden entender mejor derivando las curvas anteriores para obtener la velocidad de quemado:

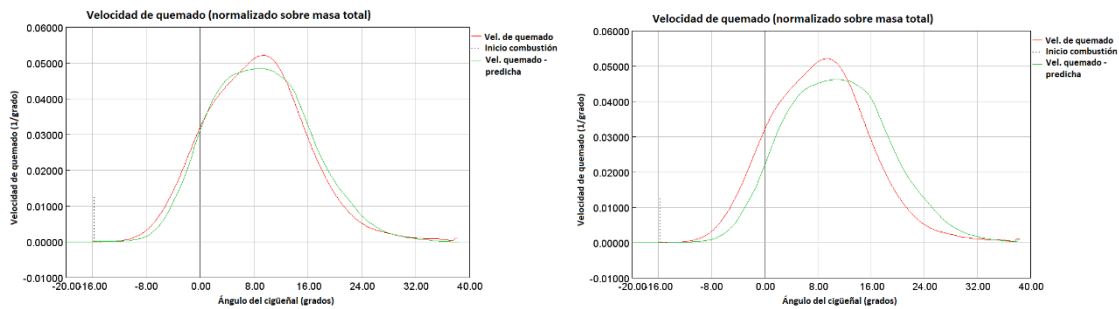


Ilustración 11. Velocidad de quemado, multiplicador del efecto de dilución.

Es posible observar cómo una mayor dilución supone una combustión más lenta a lo largo de todo el proceso, y más crucialmente, una mayor demora en el inicio del mismo. Es interesante decir que el efecto de este primer multiplicador es mayor cuanto mayor sea el parámetro en sí. Unos valores pequeños de dilución muestran unas respuestas más débiles que aquellas causadas por las variaciones en el resto de los parámetros. Es por lo tanto una de las maniobras más útiles para provocar respuestas moderadas en la combustión.

Multiplicador del crecimiento del núcleo de llama

El multiplicador del crecimiento del núcleo de la llama tiene un efecto muy similar al multiplicador anterior. Al influir directamente sobre el tamaño inicial de la llama, afecta principalmente a la duración de la demora de la combustión. Debe tenerse en cuenta que cuanto más tarde se inicie la combustión, más lenta será su velocidad a lo largo de todo el proceso y más tarde se alcanzará la velocidad máxima. Aun así, la influencia de este parámetro sobre la velocidad de quemado es menor que el que tienen otros parámetros, como por ejemplo el multiplicador de velocidad turbulenta de llama. Para concluir se puede afirmar que un aumento en el tamaño del núcleo de llama supone una combustión bastante más temprana y relativamente más rápida. Estas reacciones pueden apreciarse en las siguientes gráficas de fracción de combustible quemado por ángulo y de velocidad de quemado por ángulo (el de la izquierda con un $CFKG=0.5$ y el de la derecha con un $CFKG=1.3$):

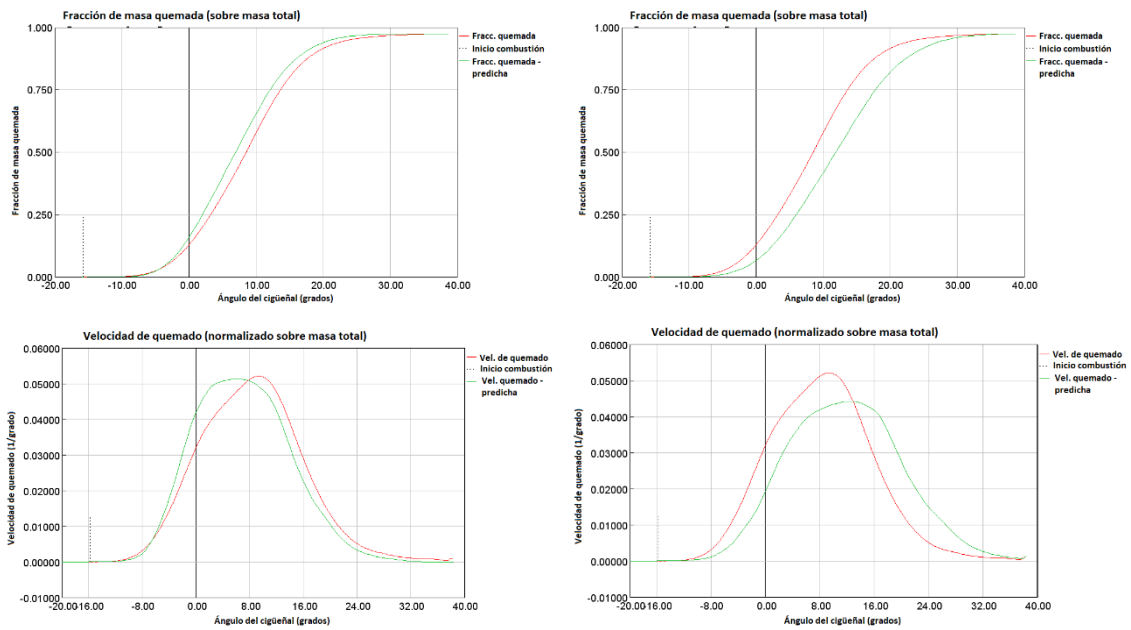


Ilustración 12. Fracción de masa quemada y velocidades de quemado, multiplicador de crecimiento de núcleo de llama.

Multiplicador de velocidad turbulenta de llama

El multiplicador de velocidad de llama turbulenta tiene un gran impacto en la velocidad de llama: un incremento relativamente pequeño del multiplicador provoca una respuesta importante en la velocidad de combustión. Debe tenerse en cuenta que la velocidad de llama turbulenta termina influyendo considerablemente más en la combustión que en la velocidad de llama laminar, una vez se ha superado la primera etapa. Esto es especialmente apreciable en la pendiente de la fracción de masa quemada mostrada a continuación:

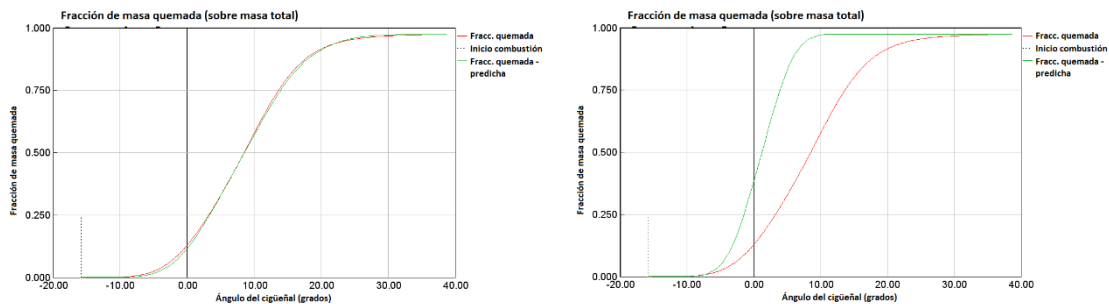


Ilustración 13. Fracción de masa quemada, multiplicador de velocidad turbulenta de llama.

En la gráfica de la izquierda se muestra el modelo calibrado; en la de la derecha, el mismo modelo, pero con el multiplicador de velocidad turbulenta duplicado.

El mismo resultado puede verse si se estudian las derivadas de los casos anteriores, que representan las velocidades de quemado en cada ángulo:

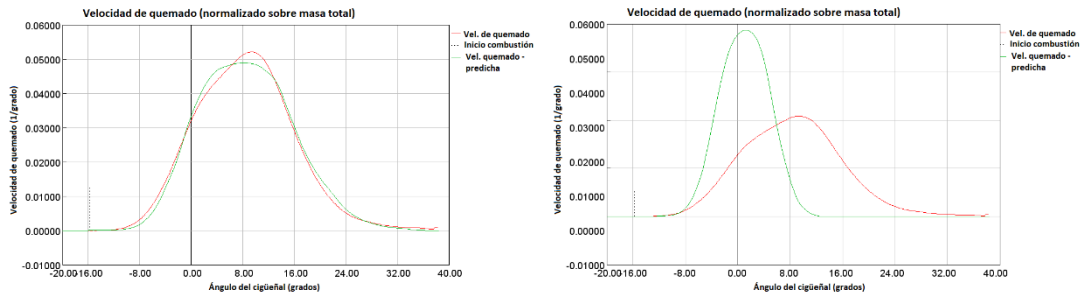


Ilustración 14. Velocidad de quemado, multiplicador de velocidad turbulenta de llama.

Puede observarse que, si se duplica el multiplicador de velocidad turbulenta de llama, la velocidad de quemado máxima se duplica igualmente, alcanzándose, además, en la mitad de tiempo.

Multiplicador de Escala de Longitud de Taylor

Al igual que el multiplicador del efecto de dilución, la escala de longitud de Taylor afecta a la velocidad de combustión a lo largo de todo su proceso, pero donde tiene una mayor influencia es en la demora de la ignición.

Las variaciones de este multiplicador provocan respuestas más intensas que las resultantes por las variaciones de cualquier otro multiplicador. Es por lo tanto el multiplicador ideal para calibrar cualquier desajuste importante en la etapa inicial de proceso. De nuevo, puede apreciarse en las gráficas de la fracción de masa quemada y sus respectivas derivadas. Los gráficos de la derecha corresponden a un modelo con un $CTLS = 0.5$, y los de la izquierda con un $CTLS = 1$:

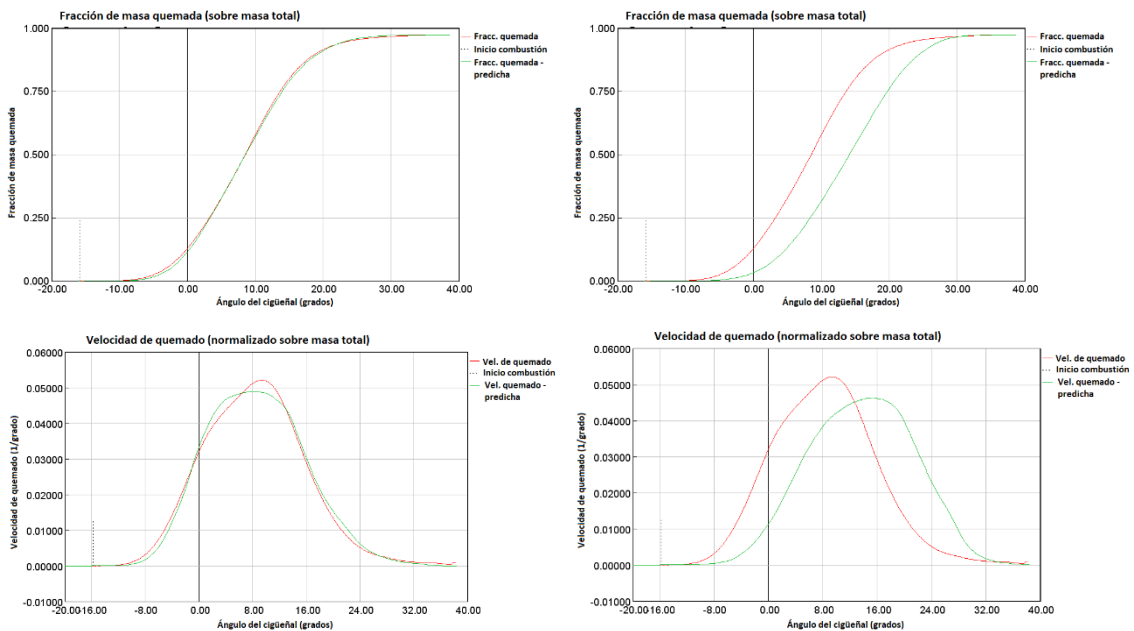


Ilustración 15. Fracción de masa quemada y velocidad de quemado, multiplicador de escala de longitud de Taylor.

Un mayor multiplicador de escala de longitud de Taylor, y su correspondiente mayor grosor de frente de llama, supone una constante de tiempo más alta que da lugar a una demora en la ignición de la mezcla y a una caída general de su velocidad media y máxima.

4.3.4 Procedimiento de calibración del modelo predictivo

El uso de registros y el empleo de las herramientas ha sido idéntico al empleado en la calibración mediante TPA, y por lo tanto se consideran ya tratadas. Como único detalle, cabe notar que en esta parte no se dispone de la misma libertad de la que se disponía en el TPA. Es decir, hay únicamente cuatro factores, y de dos a cuatro respuestas. Esto limita seriamente las distintas maneras de abordar el proceso.

El procedimiento inicial que se ha seguido en la realización de esta parte del trabajo ha sido basado en aquél propuesto por Gamma Technologies, en el manual de GT-POWER sobre “Engine Performance” (páginas 66 a 75), encontrado dentro de la carpeta “Modeling Applications”. Ahí se dispone de las indicaciones necesarias para realizar la calibración de un modelo predictivo. Se propone así emplear el DoE para conseguir la mejor coincidencia entre las respuestas predichas y las reales. La mejor coincidencia será aquella que provoque el error más bajo entre la combustión experimental y aquella simulada. De esta manera, se ejecuta un DoE con los factores ya descritos anteriormente, y seguidamente, se emplea el optimizador para minimizar los errores encontrados en la respuesta en cuestión. Se sugiere incluso cómo modificar las opciones del algoritmo de optimización con tal de adaptarlo a este propósito concreto.

Aunque el manual deja claro que es posible calibrar el modelo intentando reducir el error de la PME, de la presión, de la velocidad de quemado o de la fracción de masa quemada, se ha optado por centrar el proceso en la última, ya que es la más fácil de visualizar y la más representativa de todo el proceso de combustión.

En el presente trabajo, por falta de tiempo básicamente, sólo se ha conseguido calibrar el modelo para obtener los resultados correctos correspondientes a la primera repetición del punto original (2000 rpm y 6 bar). No se ha podido validar por lo tanto su aplicación en cualquier otro punto de operación y se afirma que esta calibración, así como su correspondiente metodología, no puede considerarse concluida.

5 Resultados

5.1 Introducción

En este apartado se analizarán los resultados obtenidos para el modelo calibrado siguiendo la metodología detallada en el capítulo precedente. Se comenzará informando sobre los valores que se han escogido para cada parámetro mediante la calibración apoyada en el TPA, y se procederá a examinar las respuestas que se han alcanzado con ellos y su cercanía a los resultados experimentales. A continuación, se comprobará la precisión de dichas respuestas estudiando su coherencia. Así, se considerarán validados los resultados conseguidos, y con ellos, el proceso de calibración anterior. Finalmente, se abordará brevemente el ajuste del método predictivo.

5.2 Parámetros del modelo

La metodología seguida durante el desarrollo de este trabajo ha permitido alcanzar la siguiente combinación de parámetros, los cuales se han determinado como óptimos para el correcto ajuste de la simulación del proceso estudiado:

Categoría del parámetro	Parámetro	Valor		
Geométricas	Diámetro equivalente de fugas de blowby (mm)	0.6		
	Relación de compresión	10.75		
Válvulas	Tiempos de válvulas (°)	Admisión	-44	
		Escape	33	
	Multiplicador de coeficientes de flujo	Admisión	0.9	
		Escape	1	
	Juegos de las válvulas (mm)	Admisión	0.1	
		Escape	0.1	
	Transmisión de calor	Multiplicadores de la transmisión de calor por convección, lado del gas	Camisa del cilindro	0.333
			Culata	0.97
Pistón			1.06	
Válvulas			1.124	
Multiplicadores de los coeficientes de convección, lado del refrigerante		Camisa del cilindro	0.2	
		Culata	0.5	

Coeficiente de convección externa, líneas de admisión y de escape ($W/m^2 \cdot K$) 10

Multiplicador de transmisión de calor, lado del fluido, líneas de admisión y de escape 0.4

Tabla 3. Parámetros resultantes de la calibración del modelo.

5.3 Resultados del modelo

La totalidad de los resultados que se han obtenido aplicando las modificaciones de la tabla precedente son excesivos como para estudiarlos en un trabajo de este alcance. Por lo tanto, se procederá a mostrar aquéllos que sean necesarios para definir las respuestas del modelo, que tengan relevancia de cara a validar el mismo o que aporten algún tipo de información interesante. La mayoría de éstos son las respuestas ya enumeradas en el capítulo anterior. Con tal de no saturar al lector, los datos mostrados son pertenecientes únicamente a la primera repetición de cada punto.

En un primer lugar, se observarán las respuestas que son más ilustrativas de cara a mostrar el comportamiento de cada punto, esto es: PMI, residuales formados, temperaturas, presión inicial y rendimiento volumétrico:

Punto/ Resultado	PMI (bar)	Residuales (%)	Temp. camisa cilindro (K)	Temp. culata (K)	Temp. pistón (K)	Temp. inicial (K)	Ren. Vol.
1000 rpm/ 6 bar	5.58	15.10	401.79	422.03	434.54	402.77	0.68
1000 rpm/ 10 bar	8.79	7.15	406.81	427.63	440.40	379.92	0.79
2000 rpm/ 4 bar	3.43	11.58	407.84	443.26	433.84	402.25	0.72
2000 rpm/ 6 bar	6.13	7.78	421.97	459.25	467.76	391.07	0.78
2000 rpm/ 10 bar	10.96	4.13	432.99	475.22	482.52	377.12	0.89
3000 rpm/ 4 bar	3.55	11.43	422.95	464.40	464.65	406.27	0.75
3000 rpm/ 6 bar	6.79	7.33	437.79	488.73	492.71	399.57	0.79

3000 rpm/ 11 bar	10.88	4.13	447.03	500.59	504.35	380.80	0.85
4000 rpm/ 7 bar	6.28	5.75	420.79	448.09	461.73	407.43	0.82

Tabla 4. Resultados del proceso de calibración.

Se muestran a continuación las gráficas de presión resultantes de las simulaciones, superpuestas con las curvas de los casos experimentales reales.

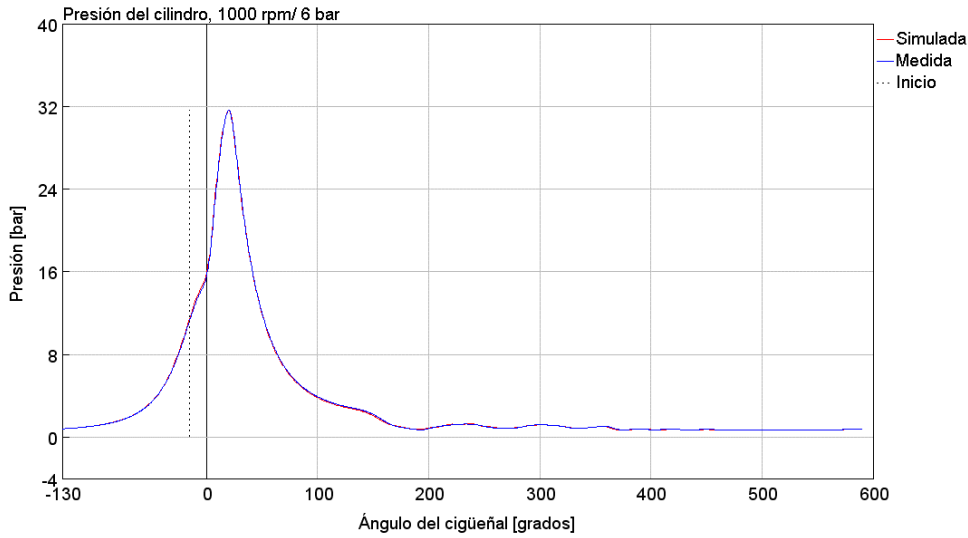


Ilustración 16. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 1000 rpm y 6 bar.

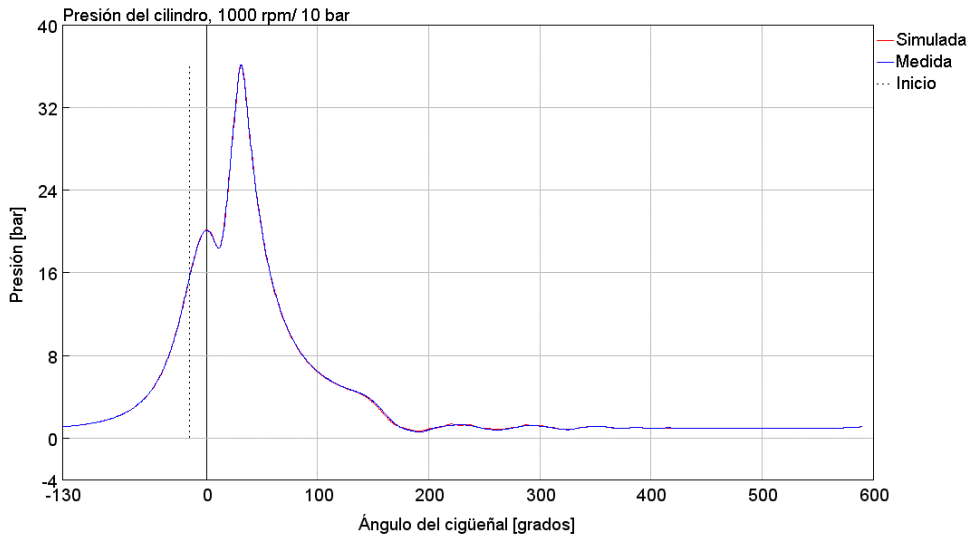


Ilustración 17. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 1000 rpm y 10 bar.

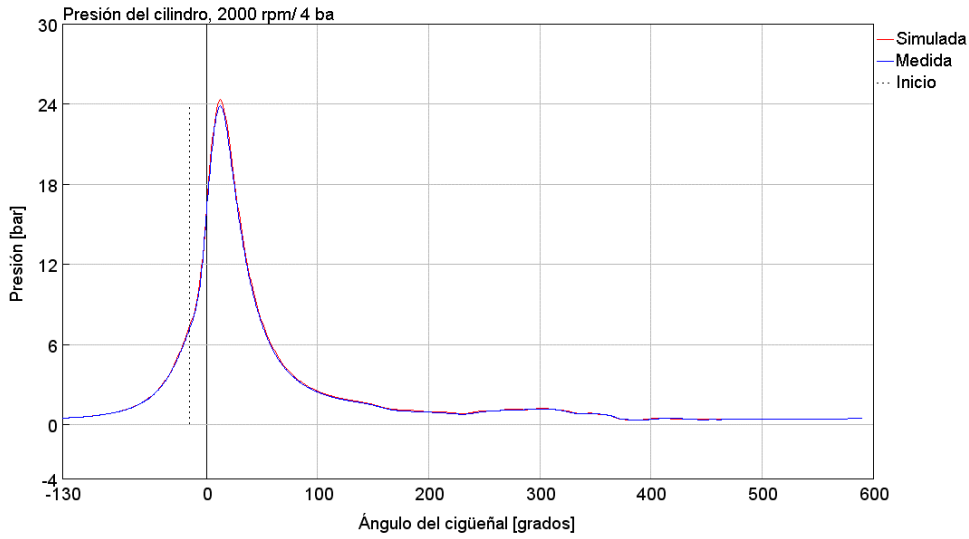


Ilustración 18. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 2000 rpm y 4 bar.

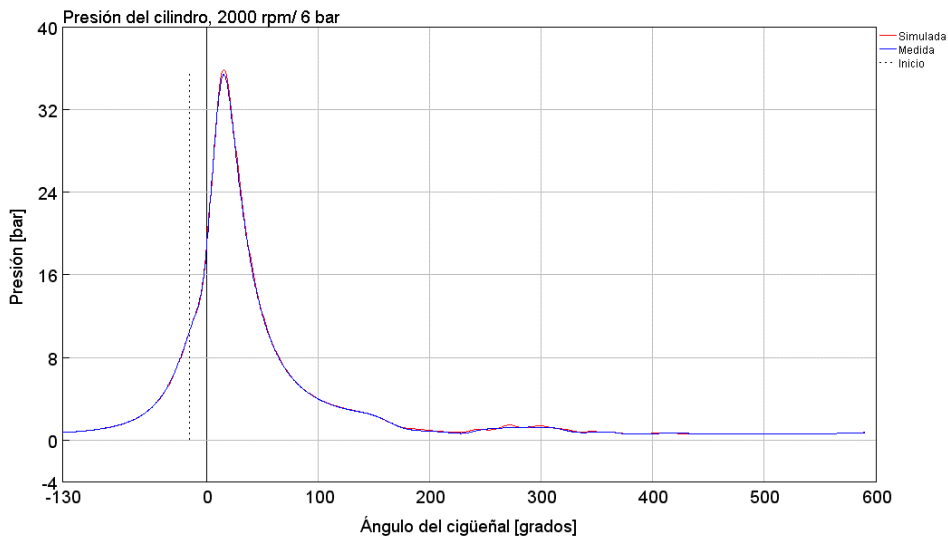


Ilustración 19. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 2000 rpm y 6 bar.

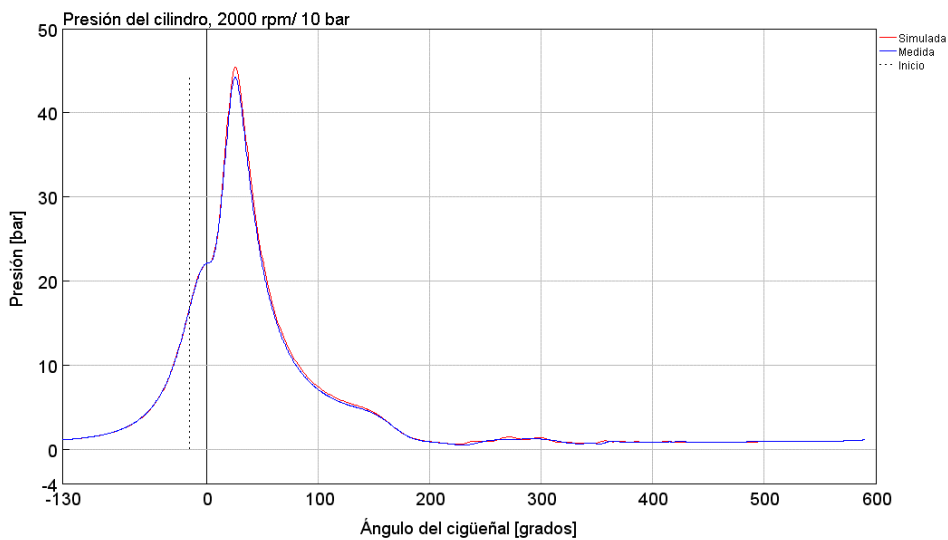


Ilustración 20. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 2000 rpm y 10 bar.

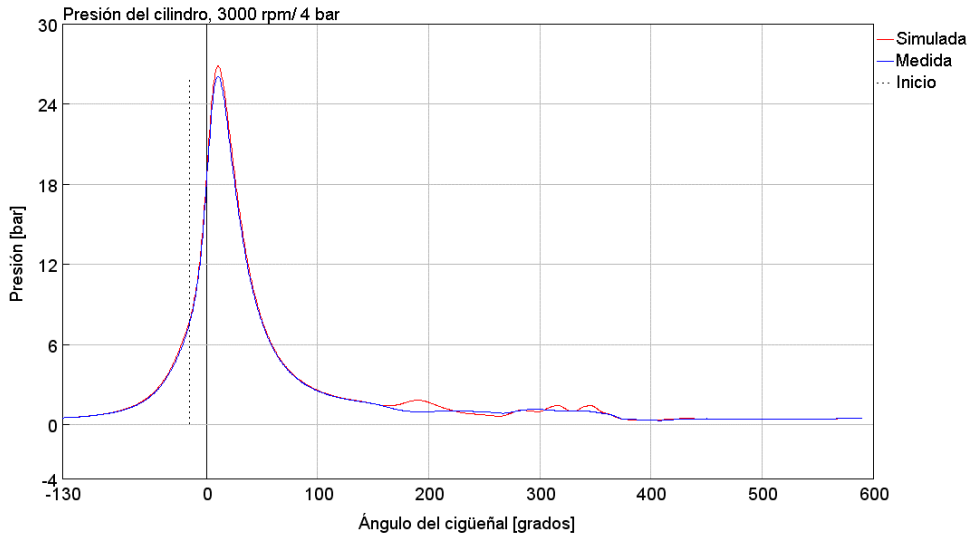


Ilustración 21. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 3000 rpm y 4 bar.

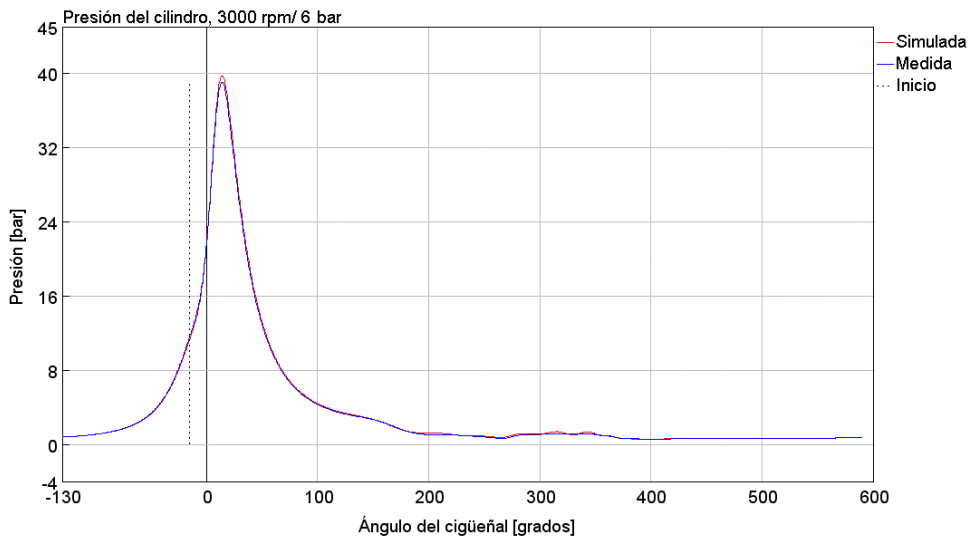


Ilustración 22. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 3000 rpm y 6 bar.

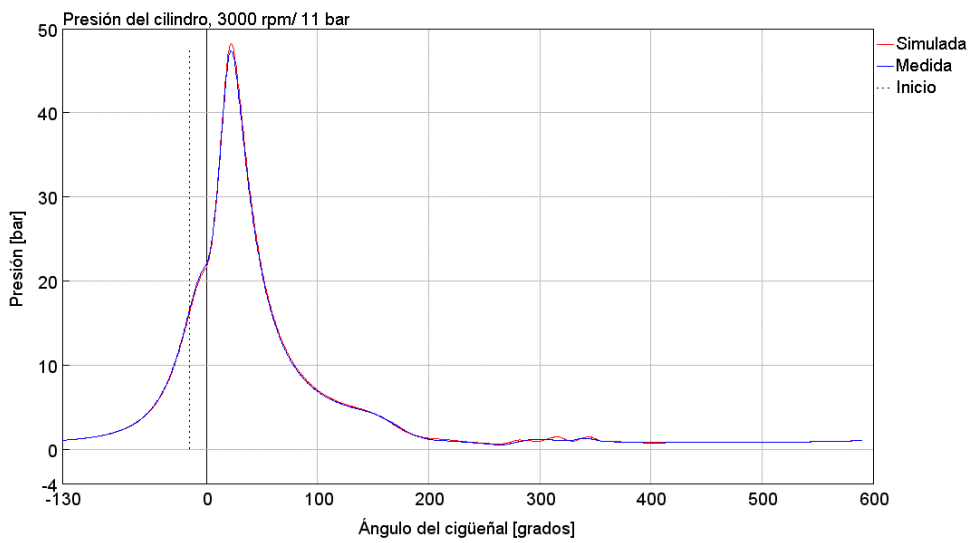


Ilustración 23. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 3000 rpm y 11 bar.

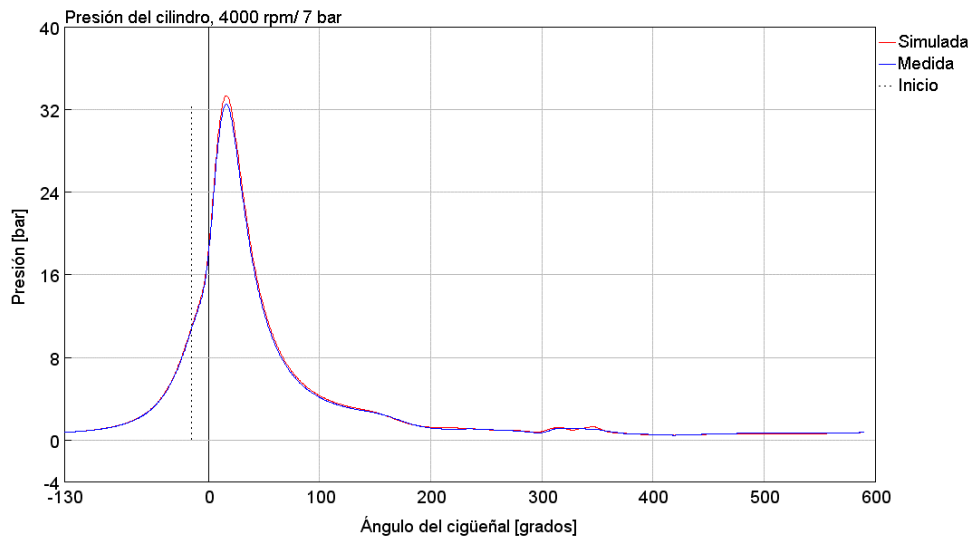


Ilustración 24. Señales de presión resultantes de la calibración del modelo, para 4000 rpm y 7 bar.

A la vista de estos resultados pueden extraerse ya algunas primeras conclusiones sin necesidad de ahondar en detalle o analizar los datos en mayor profundidad. Así, puede comprobarse que los resultados de las simulaciones son coherentes con las entradas, tanto teóricas como experimentales. La PME es cercana a aquella buscada en los ensayos, y las diferencias visibles con respecto a los valores nominales no son excesivas. Los residuales se acumulan por encima del 10% cuando se opera a carga baja. Las eficiencias volumétricas son cercanas a aquellos valores esperados para cada uno de los puntos, encontrándose los valores más bajos en los puntos de menor carga y régimen, y los más altos en los puntos a mayor carga y régimen.

Las temperaturas se sitúan también dentro de los rangos usuales para sus valores, estando las temperaturas de la camisa entre los 400K-450K, las de pistón y culata entre los 400-500K y las temperaturas iniciales cercanas a 380-400K. Las temperaturas de culata y pistón son siempre las más altas, al estar éstas absorbiendo la mayor parte del calor liberado, mientras que las de camisa son más bajas al recibir una menor parte de dicha liberación de calor.

Por último, se aprecia claramente en las gráficas cómo la presión simulada tiende a seguir a la presión experimental a lo largo de todo el barrido, separándose únicamente en el máximo de la curva en algunos de los puntos de operación. Este primer análisis, aunque no es ni mucho menos una validación de los resultados sí es un buen indicador de la precisión general del modelo.

5.4 Análisis de los errores

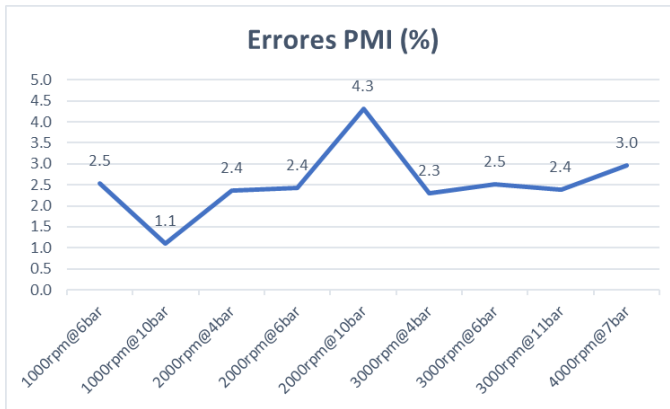


Ilustración 25. Errores de la PMI en los resultados del modelo

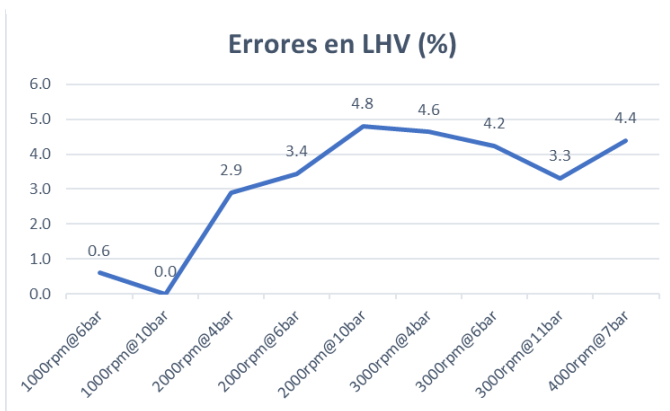


Ilustración 27. Errores del multiplicador de LHV de los resultados del modelo.

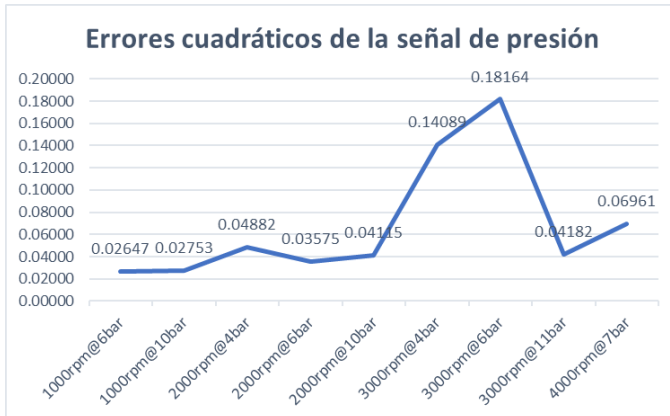


Ilustración 26. Errores cuadráticos de la señal de presión de los resultados del modelo.

Una vez obtenidas las respuestas del modelo, éstas pueden pasar a ser estudiadas en mayor detalle, contrastando éstas con los valores experimentales obtenidos. Se calcula así el error en los resultados de cada uno de los puntos. Aquellos más representativos, y expuestos a continuación, son el error de la PMI (cabe recordar que la PMI experimental real no tiene por qué coincidir con la nominal), del gasto másico de aire, el error asociado al multiplicador del LHV y el error cuadrático medio de la señal de presión:

Como se puede observar en las gráficas, no hay ni un punto donde se supere el 5% de error relativo en ninguna de las tres respuestas, y exceptuando tres casos, el error cuadrático de presión no supera el 0.05 MPa. Estos tres casos (3000 rpm a 4 bar, 3000 rpm a 6 bar y 4000 rpm a 7 bar) se deben a fluctuaciones de la presión simulada durante la fase de escape, donde el modelo parece encontrar ciertas dificultades calculando dicha señal. El resto de las fases sí se representan correctamente, aunque los errores en la última de ellas son por sí solos suficientes como para causar el error tan destacable que se aprecia en la gráfica. Puede concluirse por lo

tanto manifestando que el modelo simula de forma aceptable la operación del motor real, y que por ello representa correctamente las respuestas estudiadas en los puntos simulados. Se debe señalar que un gasto másico correcto implica también una eficiencia volumétrica cercana a la real.



Ilustración 28. Errores del gasto másico de aire de los resultados del modelo.

5.5 Análisis de las respuestas

Aunque no se disponga de datos experimentales con los que contrastarlas, puede realizarse un análisis del resto de las variables, al conocer sus valores típicos y al poder estudiar la coherencia de las relaciones entre ellas.

Rendimiento de combustión

El rendimiento de combustión, aunque se ve influenciado por todos los parámetros que definen el punto de operación particular, es especialmente sensible al dosado relativo. Por lo tanto, se empleará esta entrada para corroborar la veracidad de los valores de esta respuesta. Tal y como se explicó en el capítulo de herramientas, la variación del dosado fue uno de los métodos básicos empleados para establecer las condiciones de operación de los ensayos, utilizándose dosados ricos con el fin de alcanzar las altas PMI correspondientes a los puntos a alta carga.

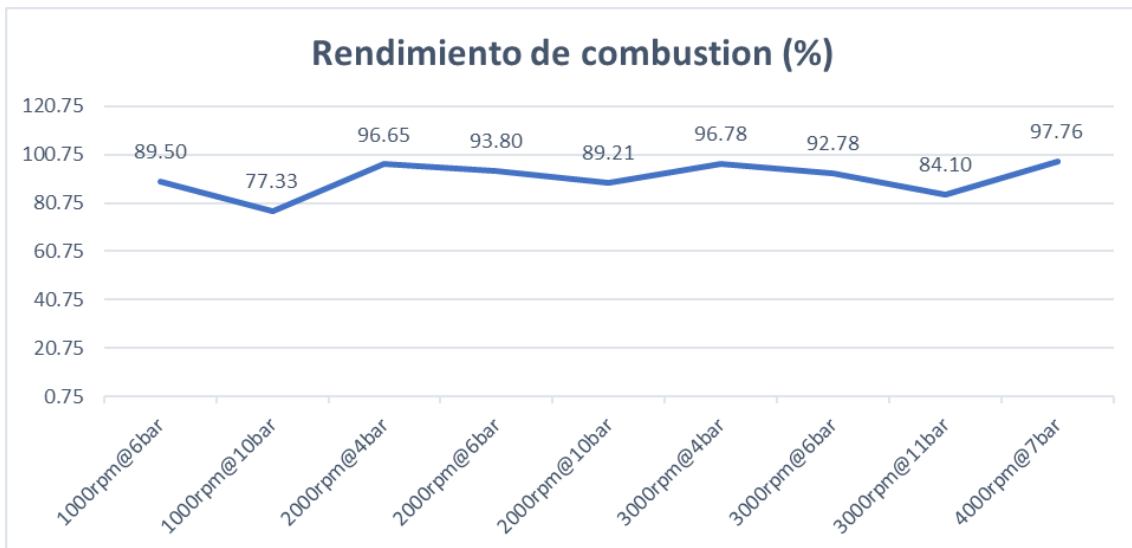


Ilustración 29. Rendimiento de combustión de los resultados del modelo.



Ilustración 30. Dosado relativo de cada punto estudiado.

Observando ambas gráficas, se aprecia cómo los puntos en los que suceden las caídas de rendimiento de combustión son los correspondientes a aquellos puntos a alta carga en los que la combustión se realizó en condiciones de dosado rico. En el resto de éstos, el rendimiento de combustión es superior al 90% y próximo al 95% previsto en condiciones de dosado estequiométrico.

Residuales atrapados

El estudio del porcentaje de residuales atrapados se puede abordar empleando el rendimiento volumétrico, el cual suponemos correcto al haber validado el gasto másico y observando la estrecha relación que mantienen ambas respuestas.

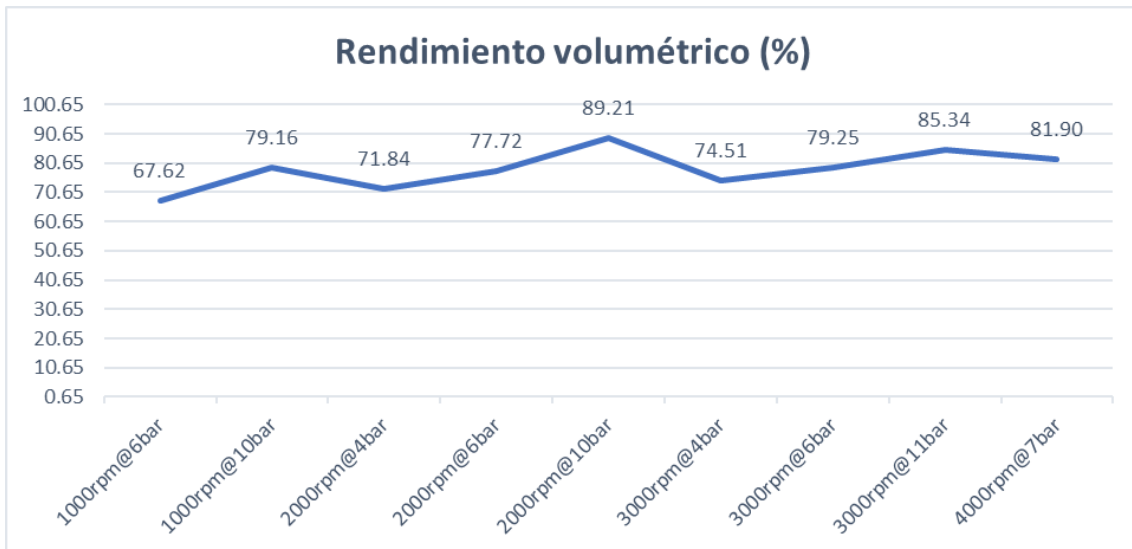


Ilustración 31. Rendimiento volumétrico de los resultados del modelo.



Ilustración 32. Residuales de los resultados del modelo.

El rendimiento volumétrico cae notablemente con las cargas bajas, debido al estrangulamiento causado en la admisión por la válvula de mariposa. Según se aumenta la carga, se abre más la válvula y el rendimiento crece rápidamente. El incremento del régimen del motor, en términos generales, también mejora levemente esta respuesta. A medida que el fluido gana velocidad, la inercia del mismo aumenta con ella, causando que una mayor cantidad de aire sea forzado a través de los conductos de entrada y hasta el cilindro.

Estos valores se ven reflejados igualmente en los porcentajes de residuales atrapados. Un peor rendimiento volumétrico se traduce en una mayor dificultad en el proceso de la renovación de la carga y la consecuente acumulación de mezcla quemada en el cilindro. Se puede notar cómo, igualmente, un aumento en la carga, acompañado de una mayor apertura de la válvula de admisión, causa una caída sustancial de los residuales atrapados. Así mismo, es apreciable una caída paulatina de sus valores según crece el régimen.

Se considera por lo tanto que las respuestas de los residuales no sólo están dentro de los rangos admitidos, sino que también muestran valores coherentes cuando se comparan con resultados que sí pueden corroborarse con datos experimentales. Se asumen por lo tanto como validados.

Blowby

Corroborar los valores obtenidos por blowby es una cuestión bastante complicada, ya que no hay relaciones bien establecidas con otros factores o respuestas, contrariamente a las salidas analizadas hasta el momento, que puedan arrojar luz sobre la plausibilidad de los datos. Se ha optado entonces por compararlos con los valores típicos enunciados en el capítulo anterior.

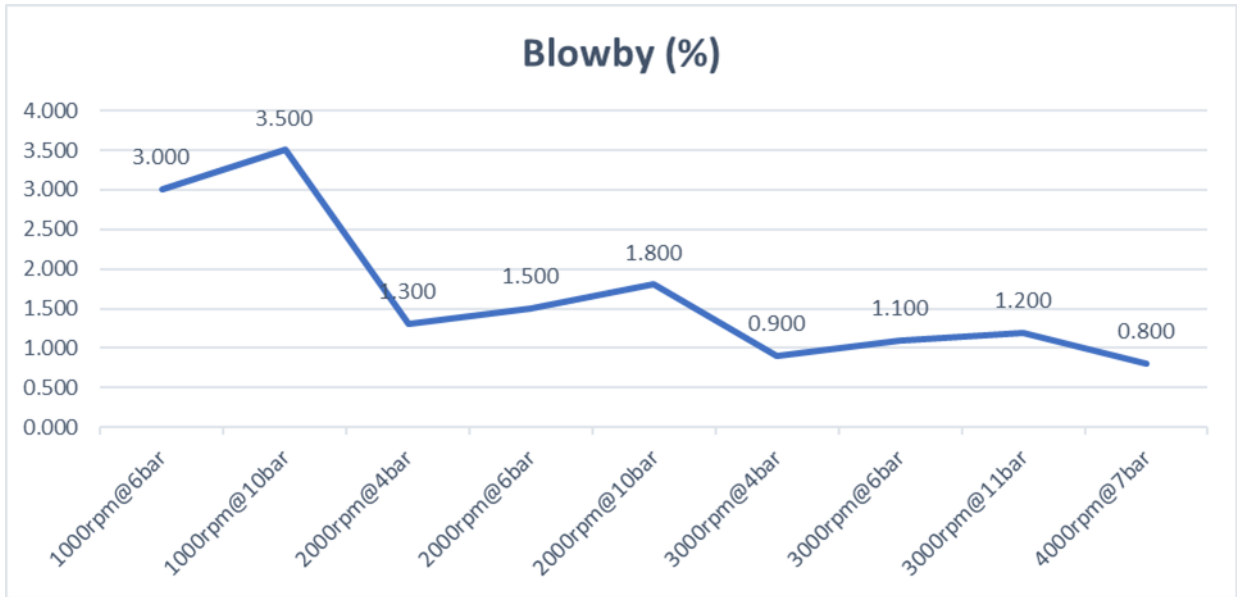


Ilustración 33. Fugas por blowby de los resultados del modelo.

Se puede observar cómo los resultados obtenidos para los puntos a 2000, 3000 y 4000 rpm están dentro de los valores esperados, si bien se muestran algo altos. Se aprecia también como aumentan las fugas según se incrementa la carga. A mayor presión dentro del cilindro, mayor será el empuje que fuerce a la mezcla a través de la holgura. Destacan por otro lado los elevados valores encontrados en los puntos a 1000 rpm, lo que suponen prácticamente un incremento del doble respecto a los puntos a 2000 rpm. Aunque sí es cierto que resulta un incremento sustancial, este tipo de comportamientos pueden entenderse como usuales a bajo régimen. En esas condiciones, aunque la cantidad total de fugas a lo largo del tiempo es menor que a altas velocidades, la cantidad de fugas por ciclo realizado es mucho mayor, pudiendo aumentar hasta casi el doble cuando se compara con las fugas a mayor régimen, a causa del mayor tiempo empleado en la realización del ciclo (R. Malagi, 2012). Se concluye por lo tanto valorando que, aunque las fugas son más altas de lo previsto, las pruebas experimentales anteriores y la validación del resto de respuestas, sugieren que estos datos pueden considerarse como correctos.

Temperaturas

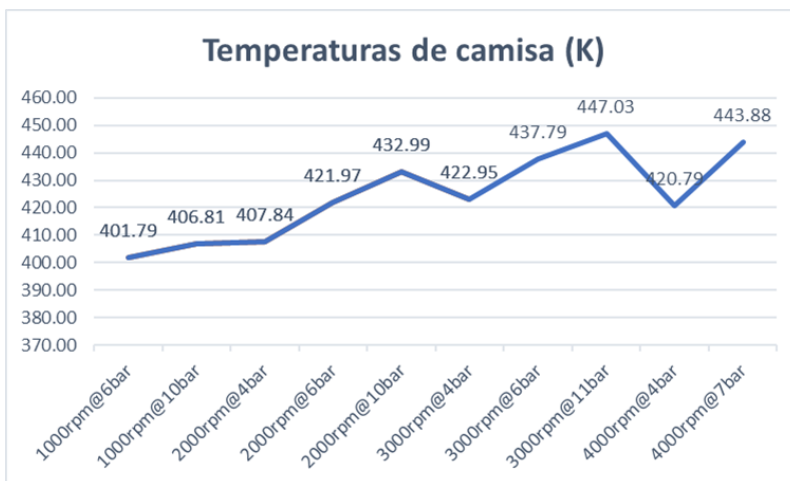


Ilustración 34. Temperaturas de camisa de los resultados del modelo.

Aunque ya se ha especificado que las temperaturas se encuentran en el rango de valores esperable, más información puede ser extraída si se estudia su progresión en función de las condiciones de operación de cada punto.

Puede observarse a partir de las gráficas cómo la temperatura de los elementos constructivos

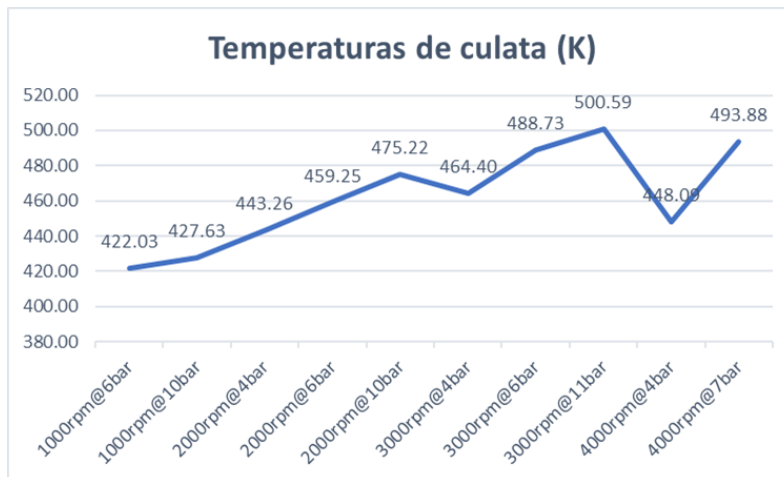


Ilustración 36. Temperaturas de culata de los resultados del modelo.

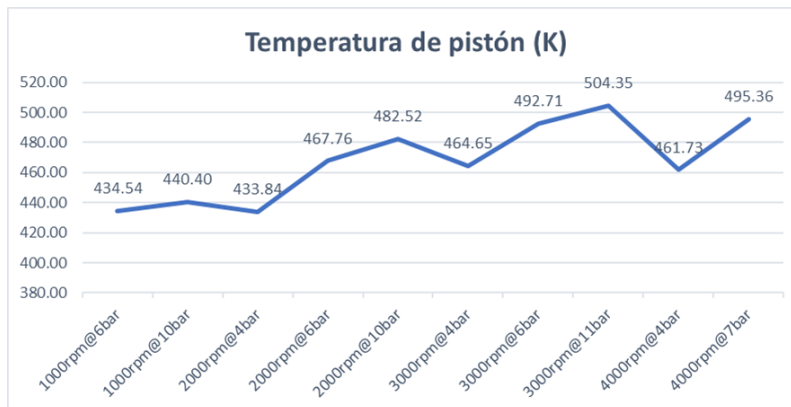


Ilustración 35. Temperaturas de pistón de los resultados del modelo.

entenderse de la siguiente manera: un mayor régimen disminuye el tiempo disponible para que el gas se enfríe en su expansión por el cilindro, mientras que la elevada velocidad de los gases favorece su turbulencia, lo que aumenta su capacidad de transmisión de calor. El incremento tanto de la energía calorífica retenida por los gases, como del coeficiente de convección de los mismos, causa que el cambio de régimen provoque variaciones tan notables en las temperaturas de los componentes (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016).

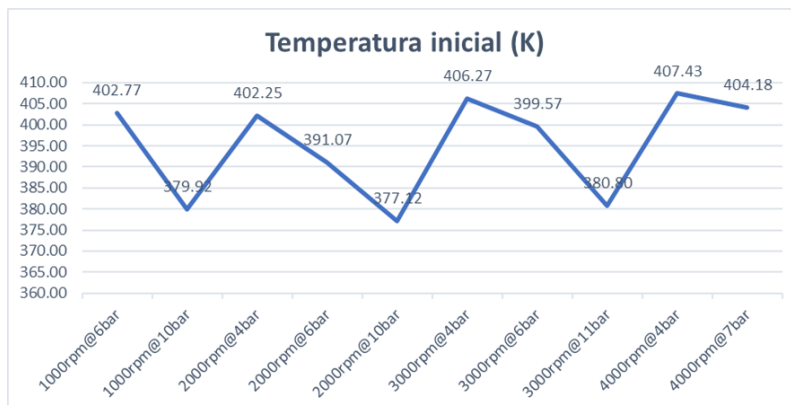


Ilustración 37. Temperaturas iniciales de los resultados del modelo.

del pistón es dependiente tanto de la carga como del régimen. Una mayor carga, para un mismo régimen, supone una mayor cantidad de combustible quemado y, consecuentemente, un incremento en la cantidad de calor liberado, calentando la camisa del cilindro, la culata, y el pistón, elevando así su temperatura. Es el régimen, sin embargo, el factor que mayor influencia ejerce en estas temperaturas, lo que puede observarse comparando las temperaturas a 1000 rpm y 6 bar con aquéllas a esa misma carga, pero a 2000 y 3000 rpm. La explicación a este fenómeno puede

entenderse de la siguiente manera: un mayor régimen disminuye el tiempo disponible para que el gas se enfríe en su expansión por el cilindro, mientras que la elevada velocidad de los gases favorece su turbulencia, lo que aumenta su capacidad de transmisión de calor. El incremento tanto de la energía calorífica retenida por los gases, como del coeficiente de convección de los mismos, causa que el cambio de régimen provoque variaciones tan notables en las temperaturas de los componentes (R. Ferguson & T. Kirkpatrick, 2016).

Con las temperaturas iniciales sucede el efecto contrario, y esto se debe, principalmente, a la acumulación de residuales. Aquellos puntos en los que exista una mayor cantidad de mezcla quemada atrapada en el cilindro tendrán un foco de gases a alta

temperatura que calentarán rápidamente cualquier masa de aire entrante. Se puede observar cómo esta gráfica sigue las mismas tendencias que las mostradas anteriormente representando los porcentajes de gases residuales. Así, sirviendo como ejemplo, el punto con las temperaturas iniciales más frías coincide con el punto donde se encuentra uno de los mínimos de residuales. Por otro lado, ambos puntos a 1000 rpm, cuyos niveles de gases residuales son los mayores de entre todos los puntos a 6 y 10 bar, son también aquellos que sufren una mayor temperatura inicial para un mismo régimen. Éste no es, sin embargo, el único factor implicado, pues como se ha explicado anteriormente, el régimen de giro, y en menor medida, la carga, poseen una especial influencia en la transmisión de calor dentro del cilindro. Es este efecto el que explica que estos puntos a 1000 rpm, a pesar de mostrar la mayor acumulación de residuales, no tengan unas temperaturas excesivamente elevadas en comparación al resto de puntos analizados.

5.6 Parámetros y resultados del modelo predictivo

En las partes finales del desarrollo de este trabajo se ha abordado, de forma inconclusa, el acondicionamiento del modelo predictivo. El alcance de esta calibración, como ya se ha anunciado anteriormente, ha sido limitado, y ha sido aplicado únicamente a la primera repetición de datos del punto a 2000 rpm y 6 bar. Los factores empleados y los resultados obtenidos se han incluido en este trabajo principalmente para poder ilustrar las posibles aplicaciones de un modelo similar.

Así pues, mediante el uso de la metodología resumida en el capítulo anterior, se ha alcanzado la siguiente combinación de factores de entrada:

- Multiplicador del efecto de dilución=0.5
- Multiplicador del crecimiento del núcleo de llama=0.8996
- Multiplicador de velocidad turbulenta de llama=0.5
- Multiplicador de escala de longitud de Taylor=0.5

La simulación de la combustión resultante, empleando estos factores, se ilustra en las dos gráficas siguientes:

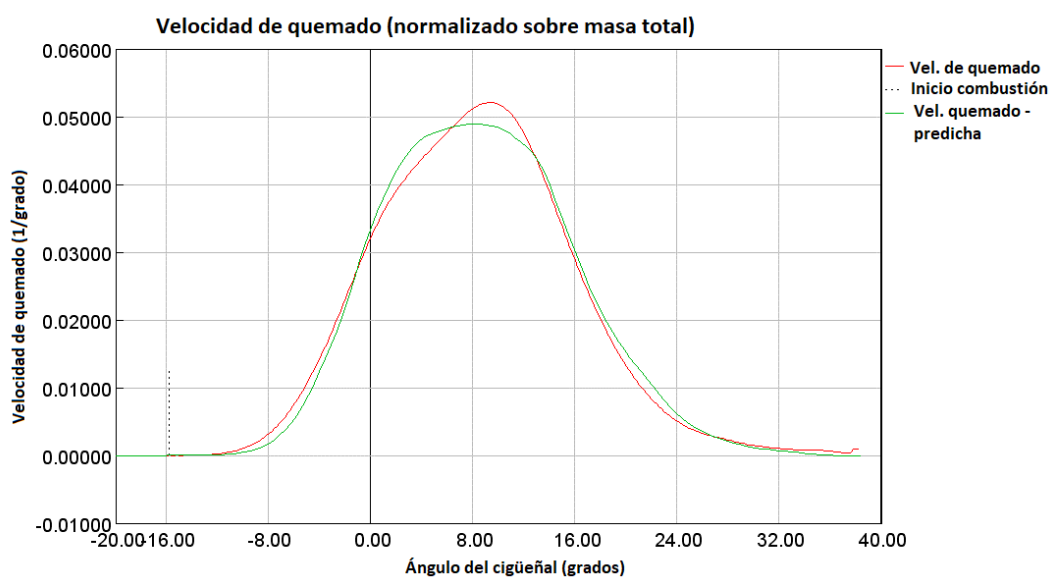


Ilustración 38. Velocidad de quemado obtenida mediante el método predictivo, comparada con la velocidad de quemado real obtenida experimentalmente.

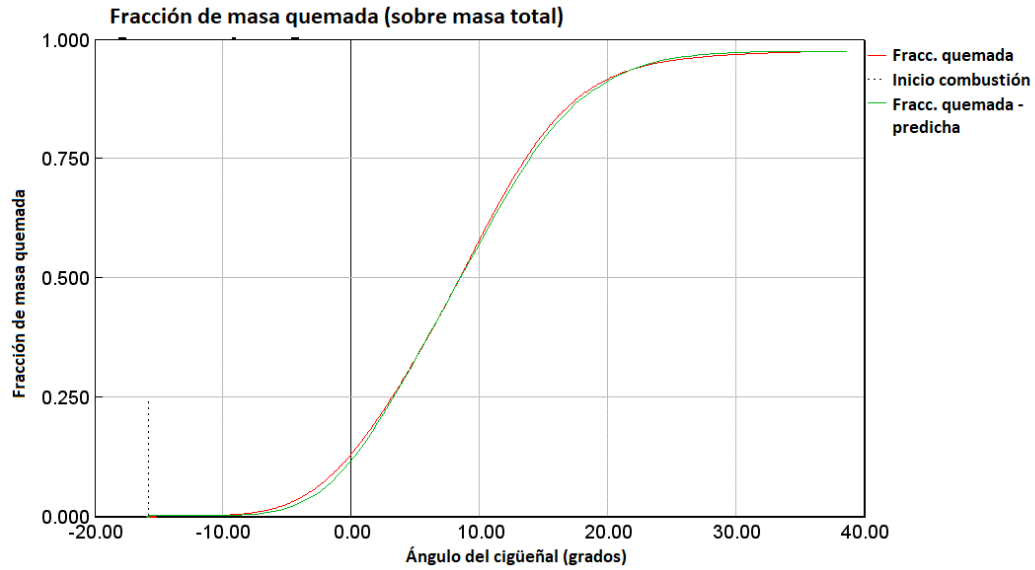


Ilustración 39. Fracción de masa quemada obtenida mediante el método predictivo, comparada con la fracción de masa quemada real obtenida experimentalmente.

Se puede valorar cómo la ley de combustión simulada muestra prácticamente una coincidencia total con aquella obtenida mediante datos experimentales, siendo su error cuadrático medio de apenas 0.00186 MPa. Analizando la curva de presión calculada, con respecto a la real, se puede observar la misma precisión:

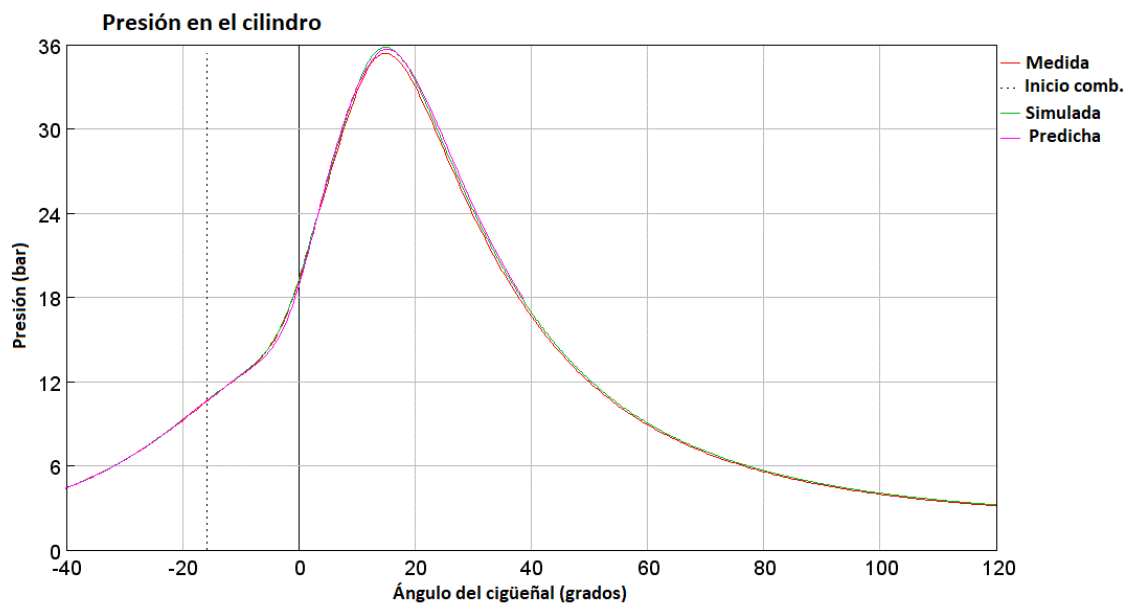


Ilustración 40. Señal de presión obtenida con el modelo predictivo, comparada con la señal experimental registrada.

Los resultados obtenidos mediante la aplicación de la simulación mostrada son los que a continuación se enumeran en la siguiente tabla:

Respuesta	Valor	Error relativo respecto a datos experimentales
PMI (bar)	6	0.5%
Error cuadrático medio de la presión	0.028	-
Gasto másico de aire (mg/ciclo)	270.275	4.2%
Multiplicador LHV	1.014	1.4%

Tabla 5. Resultados obtenidos mediante el método predictivo.

Todas las respuestas comprobadas directamente con valores experimentales muestran errores menores al 5%, y el error cuadrático medio de la presión es incluso menor que el obtenido mediante el TPA. La falta de un análisis consistente, tal y como se ha desarrollado previamente para el modelo anterior, contando tanto con el estudio del resto de respuestas como con la disponibilidad de los resultados correspondientes a más puntos de operación, impide que el modelo presentado pueda considerarse como correctamente validado.

Se concluye por lo tanto afirmando que, aunque por los motivos presentados, el modelo predictivo aquí expuesto no puede considerarse como aceptable, los resultados obtenidos sí ponen de manifiesto el potencial que alberga esta herramienta y la posibilidad de obtener, por medio de métodos alternativos, un modelo válido que simule correctamente el proceso de combustión de un motor simulado en el software de GT-POWER.

6 Conclusiones

6.1 Conclusiones generales

Durante la realización del trabajo, se ha perseguido una metodología de validación de datos experimentales de un motor de encendido provocado medidos en una sala de ensayo. A continuación, se expondrá brevemente el progreso del proyecto abordado en este Trabajo de Fin de Grado, con el fin de alcanzar el objetivo marcado.

Partiendo de un modelo base en GT-ISE que representaba la construcción general del motor simulado, se ha procedido a modificar el mencionado modelo para hacer uso del Análisis de las Tres Presiones. A continuación, se han realizado distintos tratamientos a los datos experimentales disponibles con el objeto de reducir cualquier imprecisión acumulada durante la medida de éstos. Una vez se ha dispuesto tanto del modelo, oportunamente configurado para realizar las simulaciones necesarias, como de los datos, correctamente ajustados para definir los puntos de operación a representar, se ha dado inicio al estudio. En éste, se ha empleado el Diseño de Experimentos junto con el Optimizador, ambos incluidos en el GT-POST, para analizar todas las respuestas obtenidas mediante el proceso de simulación del GT-POWER y los factores que rigen este último. Así, se ha conseguido un conocimiento sobre el comportamiento del modelo, y de las diferentes formas de variar y alterar el mismo. Gracias a este entendimiento, se ha podido dar inicio al proceso de calibración mediante el que se han acondicionado los factores con la intención de lograr unas respuestas acordes a la realidad. Alcanzado este punto, y disponiendo de un modelo presumiblemente ajustado correctamente, se ha procedido a validar el modelo logrando analizar los resultados con respecto a los datos experimentales disponibles. Se ha asegurado, de esta manera, el acertado funcionamiento del modelo y los adecuados valores obtenidos mediante la simulación.

Seguidamente, se ha tratado de realizar el mismo proceso para construir un modelo predictivo, capaz de calcular la velocidad de quemado de la mezcla sin verse obligado a recurrir al Análisis de las Tres Presiones. De esta manera y siguiendo el ejemplo anterior, en un inicio se ha modificado el modelo para incluir la función deseada, y con los mismos datos experimentales que se emplearon en el caso previamente tratado, se ha ejecutado las simulaciones y los Diseños de Experimentos pertinentes. Igualmente, se han extraído las conclusiones necesarias tras el análisis de los resultados, a partir de los cuales se ha tratado de realizar una calibración inicial del modelo. La calidad, precisión y validez de esta última metodología no ha podido ser validada, debido a la insuficiente cantidad de información recopilada, a causa del limitado tiempo disponible.

A partir de la experiencia recopilada a lo largo de las tareas realizadas, se alcanzan las siguientes conclusiones sobre el trabajo efectuado:

- Ha resultado posible identificar la influencia particular que cada parámetro del modelo ejerce sobre las respuestas, y cómo afecta al comportamiento general de éste. La información extraída puede emplearse no sólo en el proceso de calibración del modelo, sino que asimismo muestra utilidad de cara a un hipotético proceso de diseño del motor, al reforzar la información adquirida sobre el mismo.
- A partir de los datos reunidos previamente, se ha podido acondicionar de forma correcta el modelo proporcionado para representar la realidad del motor estudiado. Como consecuencia, no sólo se ha validado la información medida durante los ensayos,

corrigiéndose aquella que lo precisara, sino que ha podido ampliarse con todos los valores que no pudieron ser cuantificados experimentalmente. Se ha logrado así alcanzar una visión más precisa, amplia y completa del proceso estudiado, con todas las ventajas que el hecho supone.

- Finalmente, a pesar de que el modelo predictivo no ha sido validado correctamente, y por ende no puede ni debe considerarse ajustado, sí se ha demostrado la posibilidad de emplear dicho modelo en un futuro, basándose en una metodología similar a aquella empleada con el Análisis de las Tres Presiones. La obtención de resultados cercanos a los correspondientes al proceso simulado, junto con la representación coherente del proceso de combustión, ponen de manifiesto el potencial y la utilidad de esta herramienta, una vez que se pudiera asegurar la adecuada validación del citado modelo.

Como se puede comprobar en los puntos anteriores, es razonable afirmar que el Trabajo de Fin de Grado descrito en este documento ha logrado su objetivo principal, desarrollando la metodología necesaria para validar y ampliar la información experimental obtenida a través de ensayos con motores de combustión alternativos de encendido provocado.

Sin embargo, como se ha dado a conocer en el último punto, el objetivo secundario del trabajo (el diseñar un procedimiento con el cual poder calcular la ley de combustión sin la necesidad de ensayos experimentales) no puede considerarse como alcanzado.

6.2 Posibles mejoras y desarrollo futuro

Aunque se considera que el presente trabajo ha alcanzado los objetivos que trataba de lograr, durante la realización del mismo se han observado varios aspectos, fenómenos o particularidades que pueden abordarse desde ángulos diferentes, en los cuales se puede ahondar en mayor profundidad o simplemente ampliar el alcance del estudio. Se propondrán a continuación distintas posibles líneas de investigación en base a las cuales centrar futuros trabajos:

En primer lugar, la metodología de calibración mediante TPA ha sido realizada obviando una fracción importante de los factores que rigen el comportamiento del modelo y de las respuestas resultantes. Así, una posible ampliación del trabajo presente sería aumentar el número de entradas calibradas y de salidas de la simulación controladas durante la calibración. La ventaja que supondría este proyecto sería doble: por un lado, se conseguiría más información de futuras simulaciones, y por otro, se dispondría de más variables con las que controlar la precisión y coherencia interna del modelo. Los comportamientos de estas salidas también podrían facilitar o acelerar posteriores calibraciones. Tomaríamos como ejemplos de estos factores los parámetros que definen la turbulencia del modelo y el flujo de los fluidos involucrados. Ejemplos de respuestas adicionales serían las temperaturas de la mezcla quemada y por quemar, el flujo de admisión instantáneo, y el flujo de fugas por blowby instantáneo. Un estudio sobre la influencia y comportamiento de estos parámetros, así como su interrelación con los ya abordados en el trabajo, arrojaría un mejor entendimiento del proceso. Esto supondría una valoración perfeccionada de los parámetros de transmisión de calor, de los tiempos de válvulas y de su holgura, y disiparía cualquier duda existente sobre las respuestas relacionadas con las fugas ocasionadas por blowby.

Por otro lado, el modelo utilizado en este proyecto ha simplificado la simulación de diversos aspectos del motor, o ha sustituido algunos elementos complejos por versiones más sencillas de

los mismos. La ausencia de un dominio del software por parte del autor, la correspondiente necesidad de familiarizarse con la herramienta y las limitaciones que ha supuesto el tiempo disponible, han obligado a renunciar a una simulación totalmente exhaustiva, compleja y precisa. Los procesos simplificados se han llevado a cabo particularmente en la representación de combustiones anómalas, y en el estudio detallado de la formación de emisiones. A grandes rasgos, significan una pérdida de precisión y, por lo tanto, un distanciamiento entre la simulación y la realidad. Este distanciamiento se traduce en un error inevitable, ya sea con unas salidas ligeramente alejadas de aquellos resultados experimentales, o con la necesidad de emplear unos parámetros de entrada distintos a los reales (con tal de evitar ese distanciamiento). La línea de investigación propuesta se centraría en una simulación más precisa de los residuos emitidos durante la combustión, y las condiciones que llevan a ellos. Un modelo de emisiones podría calcular, particularmente en el modelo predictivo, la formación de diversas especies químicas (NOx, CO y HC) durante la combustión. Estas concentraciones son ya conocidas, al ser medidas experimentalmente ya impuestas tanto en el TPA como en el modelo predictivo. Una calibración del modelo que buscase no sólo la coincidencia con la ley de combustión sino también con las emisiones producidas, daría como resultado una mayor precisión final. Adicionalmente, cabe destacar que el proceso de formación de los NOx y la cinética química involucrada son especialmente sensibles a la temperatura. Un modelo correcto de formación de NOx, por lo tanto, permitiría obtener unas temperaturas iniciales y unas temperaturas de pared, de pistón y de culata mucho más precisas y cercanas a la realidad.

Finalmente, como ya se ha expuesto repetidas veces, el trabajo no ha sido capaz de desarrollar una metodología cuyo objeto fuese la predicción del proceso de combustión dentro del motor simulado. Las bases sobre las que realizar este posible proyecto, no obstante, existen dentro del presente documento, entendiéndose esta posibilidad como la continuación lógica y natural del trabajo realizado en el presente TFG. Así pues, el análisis del futuro proyecto sería más completo incluyendo factores y respuestas adicionales en el mismo. Si se consigue extraer conclusiones sobre la interrelación entre ellas, y sobre cómo responde el programa a sus variaciones, debería ser posible construir un procedimiento con el que obtener el modelo predictivo buscado.

Referencias

- Álvarez Flórez, J. A., & Callejón Agramunt, I. (2005). *Motores alternativos de combustión interna*. Edicions UPC.
- AVL. (17 de 06 de 2020). *AVL PUMA 2*. Obtenido de Sitio Web AVL: <https://www.avl.com/web/guest/-/avl-puma-2>
- B. Heywood, J. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals* (2da ed.). McGraw-Hill Education.
- Gamma Technologies. (2018). *Engine Performance Application Manual (GT-Suite)*.
- Gamma Technologies. (2019). Navegador de Ayuda del GT-Suite.
- Heras Aznar, A. E. (21 de Junio de 2020). *Automoción*. Obtenido de Invest In Spain: <http://www.investinspain.org/invest/es/sectores/automocion/descripcion/index.html#:~:text=El%20Sector%20de%20automoci%C3%B3n%20en,total%20de%20las%20exportaciones%20espa%C3%B1olas.&text=En%202018%20salieron%20de%20las,de%203%20Millones%20de%20veh%C3%ADcul>
- Jaramillo Alvarez, J. S. (2017). *Estudio de las inestabilidades de combustión de un motor de encendido provocado trabajando con altas relaciones de compresión*. Antioquia: Universidad de Antioquia.
- Lecuona, A., & Rodríguez, P. A. (2011). Parámetros básicos. En F. Payri, & M. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos* (págs. 44-71). Reverté.
- Lee, K., Kwon, M., Sunwoo, M., & Yoon, M. (2007). An In-Cylinder Pressure Referencing Method Based on a Variable Polytropic Coefficient. *SAE International*.
- Llamas, F. (19 de Diciembre de 2019). El Covid-19 hunde a la industria mundial del automóvil. *El Mundo*. Obtenido de <https://www.elmundo.es/motor/2020/04/29/5ea9bd50fdddf75918b4578.html>
- Mataix y Plana, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas* (2da ed.). Barcelona: Ediciones del Castillo.
- Mathur, M., & Kidambi, R. (21 de Febrero de 2020). The contribution of the automobile industry to technology and value creation. *Kearny*. Obtenido de Kearny: <https://www.es. Kearny.com/automotive/article/?/a/the-contribution-of-the-automobile-industry-to-technology-and-value-creation>
- MathWorks. (17 de junio de 2020). *Descripción del producto MATLAB*. Obtenido de Sitio Web de MathWorks: https://es.mathworks.com/help/matlab/learn_matlab/product-description.html

- R. Ferguson, C., & T. Kirkpatrick, A. (2016). *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences* (3ra ed.). Chichester: John Wiley & Sons.
- R. Malagi, R. (16 de abril de 2012). Estimation of Blowby in Multi-cylinder Diesel Engine Using Finite Element Approach. *SAE International*. doi:2012-01-0559
- R. Turns, S. (1996). *An introduction to combustion, concepts and applications* (1ra ed.). McGraw-Hill.
- Redacción TICPymes. (21 de Junio de 2020). *¿Cómo afecta la nueva normativa europea de emisiones de CO2 a la automoción?* Obtenido de Tic Pymes:
<https://www.ticpymes.es/legislacion/noticias/1115874049204/afecta-nueva-normativa-europea-de-emisiones-de-c02-automocion.1.html>
- W. Pulkcrabek, W. (1997). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine* (1ra ed.). Prentice Hall.

Parte II

Presupuesto

Presupuesto

Se presenta seguidamente, con el objeto de finalizar el presente documento, el presupuesto del Trabajo de Fin de Grado realizado. En éste se pretende estimar el coste económico que supone su realización, considerando los recursos humanos en él involucrados, el equipo utilizado y el software empleado. Debe especificarse que dicho presupuesto se centra únicamente en el mero desarrollo de la metodología que se propuso como objetivo al abordar el trabajo, y no se han tratado de cuantificar los gastos surgidos de la obtención de los datos experimentales en base a los cuales se ha trabajado.

II.1 Unidades de obra

El presupuesto se ha dividido en unidades menores denominadas *Unidades de Obra*, que a su vez se han descompuesto en gastos de mano de obra y de equipo. Los precios unitarios que definen los costes de ambas subdivisiones se justificarán en apartados posteriores. Las Unidades de Obra cuantificadas se enumeran a continuación seguidas de una breve descripción de las mismas:

- 1- **UO1: Definición del proyecto y recopilación de la información.** Se incluye en ella la definición de los objetivos y la explicación de las tareas que se han de realizar por el autor del trabajo por indicación de su tutor y director de proyecto. Seguidamente, se añade también a esta Unidad de Obra el tiempo invertido en ampliar los conocimientos necesarios para su realización, para recabar la información requerida, y para familiarizarse con el software empleado. Debido a que la bibliografía se ha obtenido íntegramente a través de préstamos en la biblioteca, de *papers* de investigación o de *artículos web* de acceso gratuito *en línea*, éstos no han supuesto coste alguno para el proyecto.
- 2- **UO2: Desarrollo de la metodología.** En esta unidad se ha desarrollado, de forma prácticamente completa, la metodología y los procedimientos objetivos del trabajo, tanto el amplio análisis llevado a cabo de la metodología enfocada al TPA como la breve tentativa que se ha podido realizar relacionada con el modelo predictivo. En ambos casos se ha contado con la dirección del tutor y del director del proyecto.
- 3- **UO3: Análisis de los resultados y validación del modelo.** Una vez obtenidos los resultados anteriores, se ha realizado su análisis con la intención de validar la metodología obtenida. De nuevo se ha contabilizado el tiempo empleado por el tutor y el director en orientar los pasos en el desarrollo de esta Unidad de Obra.
- 4- **UO4: Redacción del Trabajo de Fin de Grado.** Finalmente, una vez concluido el trabajo, se ha redactado y consolidado el presente documento. Con el objeto de guiar las conclusiones alcanzadas en el mismo, ha sido necesaria una mayor aportación y dedicación del director del proyecto, motivo por el que su contribución ha sido determinada en una participación del 50% respecto el total de las horas constituyentes de esta Unidad.

Con el fin de simplificar la estimación de costes, la amortización del equipo informático empleado ha sido agrupado en una última unidad, denominada **Recursos Comunes**. Como bien indica su nombre, esta decisión ha sido tomada en base a la realidad objetiva de que la mayor

parte del trabajo ejecutado ha sido realizado mediante ese mismo equipo informático, siendo común a las cuatro unidades de obra.

II.2 Desglose de costes unitarios

Se expondrán a continuación los costes unitarios pertenecientes a la mano de obra implicada en el trabajo, donde los gastos por hora han sido estimados, y los costes unitarios del software utilizado durante el desarrollo del trabajo, los cuales han sido cuantificados en base a los precios de mercado a los que son ofertadas sus licencias. Los rendimientos de estos han sido considerados igual a la unidad ya que no han sido empleados de manera simultánea.

II.2.1 Costes manos de obra

Descripción	Código	Coste horario
Ingeniero doctor, director de proyecto	MOID	50 € / h
Ingeniero superior, tutor de proyecto	MOIS	35 € / h
Ingeniero de grado	MOIG	20 € / h

Tabla 6. Costes unitarios, mano de obra.

II.2.2 Costes de software

Descripción	Código	Importe	Vida útil	Coste amortización, horario
Licencia GT-Suite	SWGS	5000 €	1 año	2.7 € / h
Licencia MATLAB	SWML	800 €	1 año	0.431 € / h
Licencia Microsoft Office	SWMO	145 €	1 año	0.078 € / h

Tabla 7. Costes unitarios, equipo.

II.2.3 Amortización del equipo y recursos comunes

Como ya se ha indicado previamente, la amortización del equipo informático, y del material de oficina, ha sido contabilizada como una Unidad adicional. En este caso, su rendimiento ha sido considerado como unitario ya que el ordenador ha sido empleado de manera continua a lo largo de la totalidad del trabajo, al igual que el resto de material de oficina.

Descripción	Importe	Periodo de amortización	Periodo amortizado	Coste amortización, mensual
Equipo informático	800 €	5 años	5 meses	13.33 € / mes
Material de oficina	20 €	5 meses	5 meses	4 € / mes
Total				17.33 € / mes

Tabla 8. Amortización de equipo y recursos comunes.

II.3 Presupuestos unitarios descompuestos

Se detallan a continuación los presupuestos unitarios descompuestos, los cuales están calculados en base a los precios unitarios señalados anteriormente y a los rendimientos estimados de los mismos. Cabe destacar que los rendimientos del tutor y director del proyecto son menores a la unidad, debido a que, como es obvio, no podían dedicar la totalidad de su tiempo al trabajo del autor.

Código	Unidades	Rendimiento	Descripción	Precio unitario (€/h)	Importe unitario (€/h)
UO1	h		Definición del proyecto y recopilación de la información		
MOID	h	0.1	Ingeniero doctor	50	5
MOIS	h	0.25	Ingeniero superior	35	8.75
MOIG	h	1	Ingeniero de grado	20	20
SWML	h	0.2	MATLAB	0.431	0.086
SWGS	h	0.3	GT-Suite	2.7	0.81
			Costes directos		34.646
			Costes directos complementarios (2%)		0.693
				Coste total	35.34

Tabla 9. Unidad de Obra número 1, descompuesta.

Código	Unidades	Rendimiento	Descripción	Precio unitario (€/h)	Importe unitario (€/h)
UO2	h		Desarrollo de la metodología		
MOID	h	0.05	Ingeniero doctor	50	2.5
MOIS	h	0.15	Ingeniero superior	35	5.25
MOIG	h	1	Ingeniero de grado	20	20
SWML	h	0.15	MATLAB	0.431	0.06
SWGS	h	0.7	GT-Suite	2.7	1.89
SWMO	h	0.15	Microsoft Office	0.078	0.01
			Costes directos		29.72
			Costes directos complementarios (2%)		0.59
				Coste total	30.31

Tabla 10. Unidad de Obra número 2, descompuesta.

Código	Unidades	Rendimiento	Descripción	Precio unitario (€/h)	Importe unitario (€/h)
U03	h		Análisis de los resultados y validación del modelo		
MOID	h	0.2	Ingeniero doctor	50	10
MOIS	h	0.25	Ingeniero superior	35	8.75
MOIG	h	1	Ingeniero de grado	20	20
SWML	h	0.3	MATLAB	0.431	0.129
SWGS	h	0.3	GT-Suite	2.7	0.81
SWMO	h	0.4	Microsoft Office	0.078	0.031
			Costes directos		39.72
			Costes directos complementarios (2%)		0.79
				Coste total	40.51

Tabla 11. Unidad de Obra número 3, descompuesta.

Código	Unidades	Rendimiento	Descripción	Precio unitario (€/h)	Importe unitario (€/h)
UO4	h		Redacción del Trabajo de Fin de Grado		
MOID	h	0.5	Ingeniero doctor	50	25
MOIS	h	0.1	Ingeniero superior	35	3.5
MOIG	h	1	Ingeniero de grado	20	20
SWML	h	0.1	MATLAB	0.431	0.043
SWGS	h	0.1	GT-Suite	2.7	0.27
SWMO	h	0.8	Microsoft Office	0.078	0.062
			Costes directos		48.88
			Costes directos complementarios (2%)		0.977
				Coste total	49.85

Tabla 12. Unidad de Obra número 4, descompuesta.

II.4 Presupuesto parcial

Código	Unidades	Descripción	Precio unitario	Medición	Importe (€)
UO1	h	Definición del proyecto y recopilación de la información	35.34	75h	2,650.5
UO2	h	Desarrollo de la metodología	30.31	275h	8,335.52
UO3	h	Análisis de los resultados y validación del modelo	40.51	75h	3,038.58
UO4	h	Redacción del Trabajo de Fin de Grado	49.85	75h	3,738.75
RC	mes	Recursos comunes	17.33€	5 meses	86.67
Total, Presupuesto Parcial					17,850.11

Tabla 13. Presupuesto parcial.

II.5 Presupuesto total

Unidad de obra	Descripción	Importe (€)
UO1	Definición del proyecto y recopilación de la información	2,650.5
UO2	Desarrollo de la metodología	8,335.52
UO3	Análisis de los resultados y validación del modelo	3,038.58
UO4	Redacción del Trabajo de Fin de Grado	3,738.75
RC	Recursos comunes	86.67
Presupuesto parcial		17,850.11
Presupuesto de Ejecución Material		17,850.11
Gastos Generales (12 %)		2,142.01
Beneficio Industrial (6 %)		1,071.01
Presupuesto de Ejecución por Contrata		21,063.14
IVA (21%)		4,423.26
Presupuesto Base de Licitación		25,486.39

Tabla 14. Presupuesto total.

El presupuesto base de licitación asciende a los **VEINTICINCO MIL CUATROCIENTOS OCHENTA Y SEIS EUROS CON TREINTA Y NUEVE CÉNTIMOS**

Parte III

Anexos

Anexo I – Características y parámetros del motor AVL5405

Información básica

NÚMERO DE CILINDROS	1
DIÁMETRO DEL PISTÓN	82 mm
CARRERA DEL PISTÓN	86 mm
VOLUMEN DESPLAZADO	454 cm ³
SISTEMA DE COMBUSTIÓN	Encendido provocado, ciclo de Otto
COMBUSTIBLE	Gasolina (min RON 95)
SISTEMA DE INYECCIÓN	Inyección directa o PFI
SISTEMA DE INICIACIÓN	Bobina de ignición + cable
VELOCIDAD AL RALENTÍ	700 rpm
VELOCIDAD MÁXIMA	6000 rpm régimen permanente, 6400 rpm instantánea
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	11.5 : 1
VÁLVULAS POR CILINDRO	4 (2 de admisión, 2 de escape)
TIPO DE ÁRBOL DE LEVAS	DOHC (Árbol Dual Sobre Culatas)

Tabla 15. Características del motor AVL5405.

Anexo II – Análisis de las Tres Presiones (TPA)

El método de Three Pressure Analysis (TPA), o Análisis de las Tres Presiones, permite deducir la ley de combustión, y con ella la velocidad de quemado de la mezcla a partir de las presiones de admisión, escape y del propio cilindro (medidas éstas experimentalmente), permitiendo poder modelar después el comportamiento del motor en operación. El TPA puede emplearse en condiciones de régimen permanente para un único ciclo o a lo largo de varios, pero en este proyecto en particular, se ha optado por el primero con tal de simplificar la carga de trabajo.

La metodología seguida en este análisis es la siguiente: En el primer ciclo, se emplea una ley de combustión “por defecto” sin un análisis previo de la presión. A partir de este punto, para el segundo ciclo y todos los que le siguen, la simulación se “pausará” al inicio de cada ciclo, y estimará una ley de combustión en base a las condiciones del cilindro en el momento del fin de la admisión y de la presión experimental introducida. A continuación, la simulación prosigue imponiendo la ley de combustión estimada previamente. Estos últimos dos pasos se repiten de forma iterativa hasta alcanzar una convergencia de las salidas analizadas. En ese momento, se dan por correctos los resultados y finaliza el análisis.

La principal ventaja del método es que permite calcular muchos factores que no pueden ser medidos de formas experimentales o estimadas fácilmente, tales como la propia ley de combustión o la fracción de residuales atrapada. Su precisión, sin embargo, depende de la correcta representación de las características del motor y de la exactitud de los datos experimentales obtenidos.

Como posibles desventajas se pueden señalar principalmente, la gran cantidad de datos experimentales solicitados y la carga computacional a la que se somete el sistema.

Los datos requeridos para la ejecución de este método son los siguientes:

- Las tres presiones:
 - Presión medida en el colector de admisión.
 - Presión media en el colector del escape.
 - Presión instantánea del cilindro a lo largo de un ciclo.
- Temperaturas medias en los colectores de admisión.
- Datos sobre la inyección del combustible: Masa inyectada, tiempo de inyección, duración de ésta...
- Avance de encendido de la bujía.

Adicionalmente, se requiere un modelado completo del motor con todas sus características geométricas (tanto del pistón como de los colectores de admisión y escape) y las variables de operación (tiempos de válvulas, régimen de giro, etcétera).

El método del TPA, como cabría esperar, no es perfecto, y muestra siempre un grado de error en sus resultados. La procedencia de este error puede ser muy variada y difícil de determinar. A grandes rasgos, puede deberse a estas tres razones:

- A las presiones introducidas. Al depender de datos experimentales, la toma incorrecta de los mismos puede influir gravemente en la precisión del método. Esto puede también ser causado por diferentes factores, siendo los más comunes, bien un desfase incorrecto de las presiones medidas (es decir, un desfase entre los datos de las presiones y el ángulo del cigüeñal al que deberían corresponder) o bien a un ajuste inexacto de las presiones del cilindro (Ya que el sensor de presión del cilindro mide de forma relativa y debe ser referenciado con tal de transformarla en presión absoluta, tal y como se detalla en el siguiente anexo).
- A las imprecisiones encontradas en la representación del modelo del motor. Pueden ocurrir mayoritariamente por dos razones: La primera es la introducción de parámetros de operación que pueden no coincidir con los reales, ya sea por simplificaciones del modelo (la geometría de los conductos de admisión y escape, del cilindro, etcétera) o por un montaje erróneo del motor real (dando lugar a desfases de apertura y cierre de válvulas o a una relación de compresión incorrecta). La segunda son las posibles suposiciones incorrectas sobre el funcionamiento físico del mismo (como puede ser la transmisión de calor en la admisión y en el cilindro, o los flujos de entrada y salida del cilindro, entre otros), las cuales son especialmente susceptibles a ser imprecisas por ser normalmente estimadas o aproximadas.
- A los propios cálculos del programa, fruto de las suposiciones de las que parte el modelo de TPA y que son en muchos casos simplificaciones de la realidad.

Todas estas fuentes de error causan una acumulación progresiva del mismo, que nunca podrá ser cero ni en el mejor de los casos y que en la peor de las ocasiones podría ser inadmisibile. De una manera u otra, la principal consecuencia de este error, además de poder dar como resultado un estudio impreciso, es que la cantidad de combustible inyectado en el cilindro no coincidirá con la cantidad predicha de combustible quemado.

Para solventar esta incongruencia, GT-Power ajusta la energía del combustible presente para lograr una coincidencia con los datos introducidos mediante el llamado "*LHV Multiplier*", que no es más que un coeficiente que modifica el Poder Calorífico Inferior del combustible con el objetivo de lograr la equivalencia buscada. Este multiplicador es un buen indicador del nivel de error acumulado en el estudio, además de su "sentido" (si reduce o aumenta la cantidad de combustible necesario), aunque no aporta nada en cuanto a la procedencia o gravedad de éste.

En este estudio se ha empleado el LHV Multiplier como una variable de seguimiento del error, con la función de acercarla todo lo posible a 1. Cabe tener en cuenta también que una LHV Multiplier con valor unidad, no implica una total precisión, ya que puede deberse a una acumulación de errores que "desplacen" al multiplicador en sentidos opuestos. Surge así la necesidad de controlar parámetros adicionales con el fin de encontrar y corregir esas posibles inexactitudes.

Existen varias formas de validar los resultados del TPA y establecer la consistencia de éstos. Algunas de estas validaciones han sido utilizadas en el transcurso de este proyecto y en el desarrollo de la metodología empleada. A continuación, se resumirán brevemente las más importantes:

- Coincidencia de la Presión Media Indicada (PMI) calculada en el modelo con la obtenida experimentalmente.
- Coincidencia de la presión en el cilindro calculada y la medida (o estimada) en el momento del cierre de válvula de admisión.

- Presencia de la combustión durante la compresión, es decir, que los datos introducidos causen que el TPA estime la existencia de una combustión previa al encendido por parte de la bujía. Un resultado correcto debería de suponer menos de un 2% de combustible quemado durante la compresión.
- Pendiente de la fase de compresión en el diagrama P-V logarítmico de la presión. Ésta debería ser relativamente constante durante la fase de compresión y cercana al exponente politrópico del gas atrapado.
- Cantidad de combustible inyectado tarde según el modelo, que idealmente debería de ser ninguno.
- Multiplicador de LHV mayor del 95% y menor del 105%.
- Coincidencia de la masa de aire atrapada por ciclo en el momento del cierre de válvula de admisión calculada en el modelo con la estimada en base a los datos experimentales.
- Coincidencia de la masa de combustible inyectada con aquella medida en condiciones experimentales.
- Coincidencia del dosado de la mezcla simulada en el modelo y la medida o estimada en la realidad.

Algunas de estas comprobaciones son efectuadas automáticamente por GT-Power, mientras que otras deben de efectuarse manualmente una vez finalizada la simulación (Gamma Technologies, 2018).

Anexo III – Pegging y ajuste de la señal de presión

La precisión del análisis de cualquier proceso de combustión es dependiente de la precisión de la señal de presión medida dentro del cilindro del motor estudiado. Así pues, es necesario asegurar la correcta calibración de dichos datos.

La presión del interior del cilindro es normalmente medida con un sensor piezoeléctrico, que genera un voltaje con respecto a una tierra arbitraria según la fuerza o presión aplicada al mismo, que luego puede ser empleado para calcular el valor de esta presión. Dicho sensor ofrece unas ventajas muy atractivas, tales como su reducido tamaño y peso, pero principalmente su rápido tiempo de respuesta y baja sensibilidad a condiciones ambientales. Esto último lo convierte en idóneo para medir una presión que varía de forma muy intensa en un breve tiempo, como ocurre con la medición dentro del cilindro. Aun así, el sensor es sensible a cambios bruscos de temperatura que pueden provocar una variación en su tensión de offset, variando la presión que se obtiene a través de la señal del mismo. Por lo tanto, la presión registrada debe ser referenciada posteriormente a una presión externa conocida con tal de calibrar su valor real. Este proceso es conocido con el término inglés “pegging”.

Aunque hoy en día existen una multitud de métodos con los que realizar el pegging, en este anexo se va a detallar únicamente el método empleado durante la realización de este trabajo. La calibración descrita a continuación fue realizada mediante el software MATLAB. Se hace uso también de otros sensores de presión instantánea instalados en el motor: el del colector de admisión, el del escape, y el del punto muerto inferior. Este último está ubicado en la camisa del cilindro, en la parte más baja del mismo, de forma que únicamente está expuesto a la presión del cilindro, y por lo tanto es capaz de medir ésta, cuando el pistón se encuentra en un punto cercano al PMI. Estos tres sensores son de tipo piezorresistivo, y registran directamente la presión absoluta, considerándose así una medida fiable.

En este método, se parte de la suposición de que, en los momentos finales de la admisión, cuando el pistón alcance su posición más baja y se encuentre por lo tanto en el PMI, las presiones registradas en el colector de admisión y en el cilindro sean las mismas, ya que ambos volúmenes estarán conectados a través de las válvulas de admisión y la compresión todavía no se habrá iniciado. De esta manera, será posible estudiar las medidas de las presiones instantáneas del colector, del PMI y del cilindro. En el momento en el que se detecten presiones muy similares tanto para el PMI como para el colector, se considerará que se ha alcanzado este punto. Al ser considerada la presión dentro del cilindro como homogénea, es lógico presumir que la presión medida por el sensor piezoeléctrico debería de coincidir también con las dos anteriores. En base a esa suposición, se obtendría el error entre la medida experimental de la presión en el interior del cilindro, y la que se presupone como correcta. Se sumaría o se restaría en ese momento este error a toda la señal de presión instantánea medida, con tal de hacerla coincidir con aquellas medidas en el colector y el PMI (Lee, Kwon, Sunwoo, & Yoon, 2007).

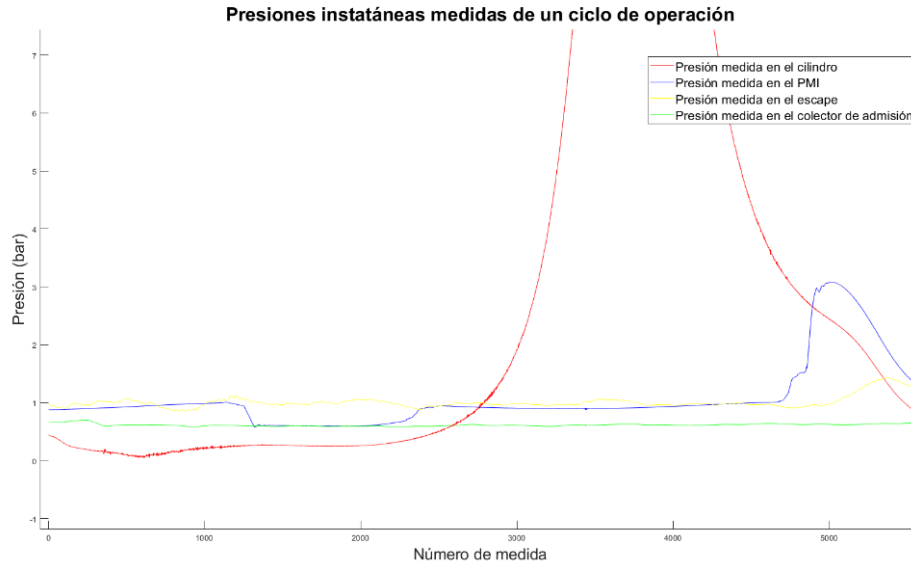


Ilustración 41. Presiones medidas en el interior del cilindro, empleadas para realizar la corrección.

Puede observarse en la gráfica anterior, cómo una vez que el pistón se acerca al PMI, la presión registrada por el sensor ubicado en esa misma posición cae hasta juntarse durante un breve periodo de tiempo con la presión medida en el colector de admisión. Una vez que ambas coinciden, puede considerarse que esa es la presión real dentro del cilindro. Por lo tanto, su diferencia con respecto a la presión medida por el sensor piezoeléctrico, es el error que se ha de corregir, mediante la suma de la diferencia mencionada a la señal de presión registrada en el cilindro.

Anexo IV – Cálculo de la velocidad de llama

Existen varios métodos empíricos que tratan de calcular o estimar las velocidades de llama (tanto turbulentas como laminares), empleando las propiedades fisicoquímicas del combustible utilizado y los parámetros que definen las condiciones halladas dentro del cilindro. A continuación, se detallará el método empleado por GT-Suite para computar estos parámetros. Se parte primero de las expresiones de velocidad laminar de llama y de velocidad turbulenta de llama para concluir con la velocidad de quemado en sí.

Velocidad de llama laminar

Las expresiones que rigen la velocidad de llama laminar para la gasolina son las siguientes:

$$S_L = S_{L,0} \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^\beta$$

$$\alpha_g = 2.4 - 0.27\Phi^{3.51}$$

$$\beta_g = -0.357 + 0.14\Phi^{2.77}$$

$$S_{L,0} = B_m - B_\Phi \cdot (\Phi - \Phi_m)^2$$

Ecuación 15. Método experimental para estimar la velocidad laminar de llama, descompuesto.

Donde Φ es el dosado relativo, Φ_m , B_Φ y B_m son constantes conocidas y propias de cada combustible, T_0 y p_0 son la temperatura y presión inicial de la mezcla, y T_u y p son la temperatura de la mezcla no quemada y la presión dentro del cilindro, respectivamente (B. Heywood, 2018).

S_L es después multiplicado por la función de dilución, que trata de simular la dilución de la mezcla con los gases quemados. Su valor es calculado de la siguiente manera:

$$f(\text{Dilución}) = 1 - 0.75 \cdot C_{DE} \cdot (1 - (1 - 0.75 \cdot C_{DE} \cdot F_{MR}))$$

Ecuación 16. Método experimental para estimar la velocidad laminar de llama, función de dilución

Donde C_{DE} es el Coeficiente del Efecto de Dilución y F_{MR} es la Fracción de masa residual en la región sin quemar. Por lo tanto, C_{DE} cumple su función modificando el grado de dilución del frente de llama con los gases quemados, y tiene una influencia especial en la velocidad de quemado.

Velocidad de llama turbulenta

Por otro lado, la velocidad de llama turbulenta (S_T) se puede expresar tal como se indica a continuación:

$$S_T = C_{TFS} \cdot u' \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + C_{FKG} \cdot \left(\frac{R_f}{L_i}\right)^2} \right)$$

Ecuación 17. Método experimental para estimar la velocidad turbulenta de llama.

Donde C_{TFS} es el Coeficiente de Velocidad Turbulenta de Llama, u' es la intensidad de la turbulencia, R_f es el radio de la llama (simplificada con una forma esférica), L_i es la escala de longitud integral y C_{FKG} es el Coeficiente del Crecimiento de núcleo de llama. El primer coeficiente escala la totalidad de la velocidad de llama turbulenta. El último coeficiente tiene un efecto más preciso, pues está directamente relacionado con la velocidad a la que crece el núcleo de llama, y tiene una influencia fundamental para determinar el momento en el que se iniciará la combustión.

Velocidad de quemado

La velocidad de quemado se expresa como la derivada de la masa quemada respecto al tiempo, que se puede definir como la cantidad de mezcla sin quemar detrás del frente de llama, partido por la constante de tiempo τ :

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau}$$

Ecuación 18. Método experimental para estimar la velocidad de quemado.

Donde M_e es la cantidad de masa englobada y M_b es la cantidad de masa quemada. M_e puede deducirse de la siguiente expresión:

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u \cdot A_e \cdot (S_T + S_L)$$

Ecuación 19. Método experimental para estimar la cantidad de masa englobada.

Donde ρ_u es la densidad de la mezcla sin quemar y A_e es la superficie del frente de llama.

τ a su vez puede deducirse de las siguientes expresiones:

$$\lambda = \frac{C_{TLS} \cdot L_I}{\sqrt{Re_t}}$$

$$Re_t = \frac{\rho_u \cdot u' \cdot L_i}{\mu_u}$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L}$$

Ecuación 20. Método experimental para calcular la constante de tiempo de la velocidad de quemado.

Donde C_{TLS} es el Coeficiente de Escala de Longitud de Taylor, Re_t es el número de Reynolds turbulento y μ_u es la viscosidad dinámica de la región sin quemar. C_{TLS} se emplea para modificar la constante de tiempo de la combustión de la mezcla arrastrada, mediante cambios en el grosor del frente de llama (Gamma Technologies, 2018).