



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Evaluación de la combustión y emisiones de un motor de
encendido provocado en condiciones de arranque en frío

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Aeroespacial

AUTOR/A: García Juidías, Juan José

Tutor/a: Morena Borja, Joaquín de la

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO

TRABAJO DE FIN DE GRADO

EVALUACIÓN DE LA COMBUSTIÓN Y EMISIONES DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO EN CONDICIONES DE ARRANQUE EN FRÍO

Grado en Ingeniería Aeroespacial



Autor:
Tutor:
Cotutor:

García Juidías, Juan José
de la Morena Borja, Joaquín
Pitarch Berná, Rafael

Valencia, Septiembre del 2022

Agradecimientos

A mi *familia*, por orientarme y apoyarme
A *Mireia*, por acompañarme
A *Joaquín* y *Rafa*, por haber sido unos tutores maravillosos

Resumen

Una parte sustancial de las emisiones generadas por los motores de encendido provocado utilizados en vehículos de propulsión híbrida se producen durante los arranques sucesivos del motor térmico. Esto se debe a que el catalizador de tres vías se encuentra por debajo de su temperatura óptima de operación, por lo que no puede abatir las emisiones generadas en el motor. Para acelerar el calentamiento del catalizador se recurre a estrategias donde la combustión se produce cerca de la apertura de la válvula de escape, lo que aumenta la entalpía del flujo de salida pero deteriora la combustión y el rendimiento del motor con respecto a una combustión tradicional. En el presente estudio se evalúa el impacto de dichas estrategias en un transitorio de arranque en frío, teniendo en cuenta la influencia de la temperatura ambiental gracias al uso de una sala climática. En primer lugar se utilizarán pseudo-estacionarios representativos del transitorio para analizar en mayor detalle la combustión gracias al análisis pormenorizado de la presión instantánea en los cilindros. Posteriormente se usará dicha información para justificar las tendencias obtenidas en los propios transitorios en función de la temperatura y la calibración del encendido del motor.

Palabras clave: Emisiones; rendimiento; combustión; motor híbrido; arranque en frío

Abstract

An important part of the generated emissions of a spark ignition engine used in hybrid electric vehicles are produced during the transitions between thermal and electric engines. This is due to the fact that the three-way-catalyst is below its optimal operation temperature and therefore it can not neutralize all of the generated emissions. So as to get the catalyst into temperature faster, some strategies are employed where the spark is delayed, which increases exhaust flow enthalpy at the cost of decreasing combustion quality and efficiency in comparison with a traditional thermal engine. During this project, these strategies are tested on a cold engine start transient, considering as well ambient temperature making use of a climatic test room. In first place, pseudo-steadies representing points of the transient are used to analyze the combustion in detail. Later on, that information is used so as to justify the trends obtained in the cold engine start transient and its calibration.

Key words: Emissions; efficiency; combustion; hybrid engine; cold engine start

Nomenclatura

Caracteres latinos

- f — Dosado o relación combustible-aire [-]
- f_r — Dosado relativo al estequiométrico [-]
- V_d — Cilindrada [cm³]
- S — Carrera del pistón [mm]
- D — Diámetro del pistón [mm]
- R — Radio del cigüeñal [mm]
- n — Número de cilindros [-]

Caracteres griegos

- λ — Proporción aire-combustible relativa a la estequiométrica [-].
- Π_c — Relación de compresión [-].

Subíndices

- a — Aire.
- f — Combustible, del inglés *fuel*.
- eq — Condiciones estequiométricas.
- i — Valores indicados.
- e — Valores efectivos.

c — Relativo a la compresión o al compresor.

Acrónimos

AFR — Relación aire-combustible, del inglés *Air to Fuel Ratio*. MCIA — Motor de Combustión Interna Alternativo.

MEP — Motor de Encendido Provocado.

MEC — Motor de Encendido por Compresión.

THC — Hidrocarburos totales, del inglés *Total HydroCarbons*.

CO — Monóxido de Carbono.

HC — Hidrocarburos sin quemar.

NO_x — Óxidos de Nitrógeno.

PM — Partículas en suspensión, del inglés *Particulate Matter*.

VVA — Actuación Variable de Válvulas, del inglés *Variable Valve Actuation*.

EGR — Recirculación de gases de escape, del inglés *Exhaust Gas Recirculation*.

TWC — Catalizador de Tres Vías, del inglés *Three Way Catalyst*.

PMS — Punto Muerto Superior.

PMI — Punto Muerto Inferior.

GDI — Inyección Directa de Gasolina, del inglés *Gasoline Direct Injection*.

CA10 — Ángulo de cigüeñal en el que se libera el 10 % de la energía de combustión, del inglés *Crank Angle*.

CA50 — Ángulo de cigüeñal en el que se libera el 50 % de la energía de combustión, del inglés *Crank Angle*.

CA90 — Ángulo de cigüeñal en el que se libera el 90 % de la energía de combustión, del inglés *Crank Angle*.

AAA — Avance en la Apertura de Admisión.

RCA — Retraso en el Cierre de Admisión.

AAE — Avance en la Apertura del Escape.

RCE — Retraso en el Cierre del Escape.

VGT — Turbina de Geometría Variable, del inglés *Variable Geometry Turbine*.

FGT — Turbina de Geometría Fija, del inglés *Fixed Geometry Turbine*.

EV — Vehículo Eléctrico, del inglés *Electric Vehicle*.

HEV — Vehículo Híbrido, del inglés *Hybrid Electric Vehicle*.

PHEV — Vehículo Híbrido Enchufable, del inglés *Plug-In Hybrid Electric Vehicle*.

BSFC — Consumo específico, del inglés *Brake Specific Fuel Consumption*.

Índice de figuras

1.1. Emisiones NO_x y PM para MEC (izquierda) y MEP (derecha)	3
1.2. Datos de matriculaciones de turismos en España desde 1990 hasta 2020 por tipo de combustible. Fuente: Dirección General de Tráfico	5
2.1. Clasificación de MCIA según los criterios más extendidos	9
2.2. Comparación entre el inicio de combustión en el MEP con bujía y en el MEC con inyector. Fuente: [13]	10
2.3. Ciclo de Trabajo de un MCIA de 2T. Fuente: [16]	11
2.4. Ciclo de Trabajo de un MCIA de 4T. Fuente: [2]	11
2.5. Ciclo Diesel en un motor de aspiración natural y añadiendo sobrealimentación. Fuente: [17]	12
2.6. Ciclo Brayton (izquierda) y esquema del motor turbosobrealimentado (derecha). Fuente: [17]	13
2.7. Diferentes MCIA según la disposición de sus cilindros: opuestos (izquierda), en línea (centro), en V (derecha). Fuente: [3]	14
2.8. Dependencia del consumo específico indicado y presión media indicada con el dosado relativo y la relación de compresión a partir del ciclo ideal. Fuente: [17] .	15
2.9. Esquema de funcionamiento de un carburador	16
2.10. Esquema de funcionamiento de inyectores de combustible. Fuente: [20]	16
2.11. Fases de la combustión con mezcla homogénea. Se muestra cantidad de calor liberada acumulada, instantánea y presión de cilindro con respecto al ángulo de cigüeñal. Fuente: [17]	18
2.12. Mezcla estratificada en una cámara de combustión producida por una inyección directa	18
2.13. Evolución de p_{me} y p_{max} para diferentes ángulos de avance de encendido. Fuente: [17]	19

2.14. Presión en cilindro y ley de liberación de calor para un MEP. Fuente: [21]	20
2.15. Evolución de la presión de cilindro con picado ligero y consecuencias del picado para un pistón. Fuente: [8]	21
2.16. Configuraciones más usuales de cámara de combustión. Fuente: [5]	22
2.17. Ciclo Otto ideal (inferior) y real (superior) con bucle de trabajo y bucle de bombeo. Fuente: [1]	23
2.18. Diagrama de distribución de un motor de 4T. Fuente: [17]	24
2.19. Configuraciones de inyección directa: guiado por chorro (izquierda), guiado por pared (centro), guiado por aire (derecha). Fuente: [10]	27
2.20. Variación del ángulo de paso de los álabes de una VGT. Configuración cuasi-cerrada (izquierda) para bajas vueltas y cuasi-abierta (derecha) para altas. Fuente: [6]	29
2.21. Rendimiento de la conversión de emisiones contaminantes en un TWC según el dosado de la mezcla. Fuente: [17]	30
2.22. Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido en serie. Fuente: [19]	32
2.23. Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido en paralelo. Fuente: [19]	32
2.24. Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido en serie-paralelo. Fuente: [19]	32
2.25. Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido enchufable. Fuente: [22]	33
2.26. Comparativa de emisiones de CO_2 (izquierda) y consumo de combustible (derecha) para dos vehículos, cada uno en sus variantes convencional e híbrida para tres rutas diferentes. Fuente: [7]	33
2.27. Comparativa de emisiones de CO (izquierda), HC (centro) y NO (derecha) para dos vehículos, cada uno en sus variantes convencional e híbrida para tres rutas diferentes. Fuente: [7]	34
3.1. Esquema de instrumentación de la sala de ensayos.	36
3.2. Apariencia del sensor de presión <i>Kistler 4045</i>	37
3.3. Apariencia del sensor de presión <i>AVL ZI33</i>	37
3.4. <i>Kistler Crank Angle Encoder Type 2613B</i>	38
3.5. Caudalímetro <i>AVL FlowsoniX Air</i>	39
3.6. Balanza <i>AVL 733S</i>	39
3.7. Esquema de funcionamiento de CALMEC	42

3.8. Ejemplos de configuración del motor que entran a CALMEC, a la izquierda del motor y a la derecha del fluido	43
3.9. Ejemplo de transitorio de arranque en frío	44
4.1. Balance de potencia del motor con carga de 10Nm. Términos absolutos (izquierda) y términos relativos (derecha)	46
4.2. Pérdidas por transmisión a las paredes de cilindro, pistón y culata en ensayos a 10 Nm	47
4.3. Balance de potencia del motor con carga de 35Nm. Términos absolutos (izquierda) y términos relativos (derecha)	48
4.4. Pérdidas por transmisión a las paredes de cilindro, pistón y culata en ensayos a 35 Nm	49
4.5. Ejemplo de arranque transitorio con diferentes estrategias de control	50
4.6. Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^{\circ}C$ y $Spark = -10^{\circ}$	52
4.7. Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^{\circ}C$ y $Spark = -20^{\circ}$	53
4.8. Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^{\circ}C$ y $Spark = -25^{\circ}$	54
4.9. Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^{\circ}C$ y $Spark = -20^{\circ}$	55
4.10. Arranque transitorio con $T_{amb} = 0^{\circ}C$ y $Spark = -20^{\circ}$	56
4.11. Arranque transitorio con $T_{amb} = 25^{\circ}C$ y $Spark = -20^{\circ}$	57
5.1. Evolución de ventas de EVs y HEVs. Fuente: [18]	62

Índice de tablas

1.1. Regulaciones aplicadas a las emisiones contaminantes de turismos.	4
3.1. Parámetros constructivos del MEP de estudio	35
3.2. Resumen de especificaciones del sensor de presión <i>Kistler 4045</i>	37
3.3. Resumen de especificaciones del sensor de presión <i>AVL ZI33</i>	37
3.4. <i>Kistler Crank Angle Encoder Type 2613B</i>	38
3.5. Especificaciones del caudalímetro <i>AVL Flowsonix Air</i>	39
3.6. Especificaciones de la balanza <i>AVL 733S</i>	39
4.1. Balance de potencia del motor con carga de 10Nm.	46
4.2. Balance de potencia del motor con carga de 35Nm.	48
4.3. Tiempo que le toma al TWC alcanzar los 200°C para los tres instantes de encendido y emisiones acumuladas al final del transitorio de arranque	55
4.4. Tiempo que le toma al TWC alcanzar los 200°C para las tres temperaturas ambiente manteniendo constante el instante de encendido y emisiones acumuladas al final del transitorio de arranque	57
6.1. Precio unitario de los elementos pertenecientes al banco motor	66
6.2. Precio unitario de los equipos informáticos	66
6.3. Coste unitario de personal	66
6.4. Coste total parte experimental	67
6.5. Coste total parte computacional	68
6.6. Total presupuestado para el proyecto	68

9.1. Especificaciones técnicas del ordenador portátil 78

Índice general

Agradecimientos	III
Resumen	V
Nomenclatura	IX
Lista de figuras	XI
Lista de tablas	XV
I Memoria	1
1. Introducción y Objetivos	3
1.1. Introducción	3
1.2. Objetivos	6
2. Estado del Arte	9
2.1. Motor de Combustión Interna Alternativo	9
2.1.1. Tipo de encendido	9
2.1.2. Ciclo de Trabajo	10
2.1.3. Presión de admisión	12
2.1.4. Número y disposición de cilindros	13
2.2. Motor de Encendido Provocado	14
2.2.1. Formación de la mezcla	14

2.2.2.	Combustión	17
2.2.3.	Renovación de la carga	22
2.2.4.	Formación de emisiones	24
2.2.5.	Estrategias de reducción de consumo y emisiones	26
2.3.	Motores Híbridos	31
3.	Herramientas y Metodología	35
3.1.	Sala de Ensayos	35
3.1.1.	Instrumentación	36
3.1.2.	Sistemas de adquisición de datos	39
3.2.	<i>Software</i> de análisis	41
3.2.1.	MATLAB para el análisis del transitorio de arranque	41
3.2.2.	CALMEC para el análisis de la combustión	41
3.3.	Plan de ensayos	43
4.	Resultados y discusión	45
4.1.	Análisis de pseudo-estacionarios	45
4.1.1.	Punto Motor 10 Nm	46
4.1.2.	Punto Motor 35 Nm	48
4.2.	Análisis de transitorios de arranque en frío	50
4.2.1.	Ensayos a $T_{amb} = -10^{\circ}\text{C}$	52
4.2.2.	Ensayos a $Spark = -20^{\circ}$	55
5.	Conclusiones	59
II	Presupuestos	63
6.	Presupuestos	65
6.1.	Costes unitarios	65

6.1.1. Costes de amortización de banco motor e instrumentación	66
6.1.2. Costes de amortización equipos informáticos	66
6.1.3. Costes de personal	66
6.2. Costes totales	66
6.2.1. Costes experimentales	67
6.2.2. Costes computacionales	67
6.3. Presupuesto final	68

III Pliego de Condiciones 69

7. Objeto 71

8. Pliego de Condiciones Generales 73

8.1. Condiciones del Área de Ensayos	73
8.1.1. Condiciones de la Sala de Medidas	73
8.1.2. Condiciones de Instalación	74
8.2. Normas de operación	74
8.3. Condiciones del puesto de trabajo de la parte computacional	74
8.3.1. Ergonomía	75
8.3.2. Medidas de emergencia	75
8.3.3. Instalación eléctrica	75
8.3.4. Condiciones del ambiente	76

9. Pliego de Condiciones Particulares 77

9.1. Instalación del banco motor	77
9.2. Puesta en marcha	77
9.3. Apagado	77
9.4. Mantenimiento	78

9.5. Equipos informáticos 78

Parte I

Memoria

Capítulo 1

Introducción y Objetivos

1.1. Introducción

Cronológicamente, las regulaciones medioambientales han ido haciéndose más exigentes al tiempo que la concienciación sobre la emergencia climática ha aumentado. Tradicionalmente se han considerado como contaminantes los hidrocarburos totales (*THC*), el monóxido de carbono (*CO*), los óxidos de nitrógeno (*NO_x*) y las partículas en suspensión (*PM*). En la Figura 1.1 se muestra la evolución de máximas emisiones *PM* y *NO_x* según la normativa EURO, desde su entrada en vigor con EURO 1 en 1992 hasta la normativa EURO 5 de 2008. Nótese que para vehículos de gasolina (motores MEP) no se comenzaron a regular las emisiones de *PM* hasta EURO 5.

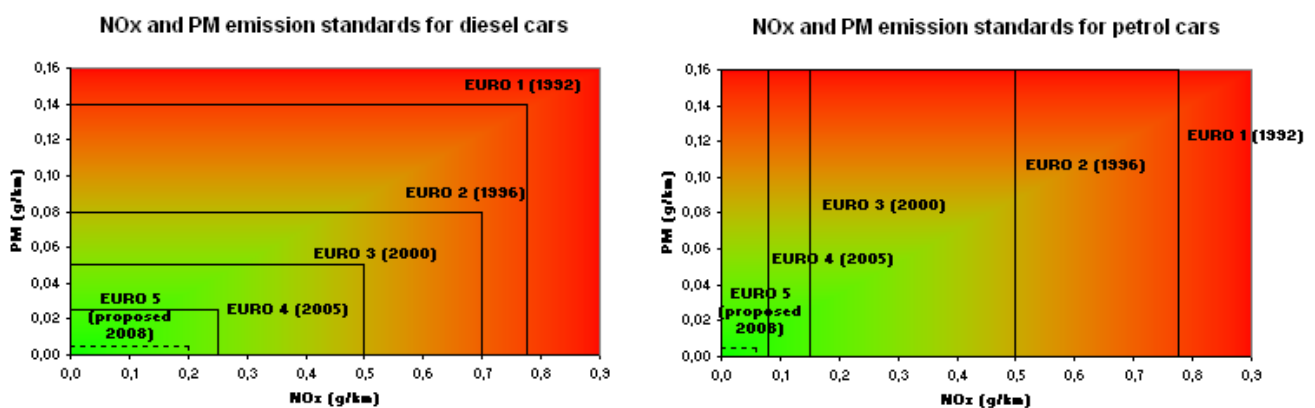


Figura 1.1: Emisiones *NO_x* y *PM* para MEC (izquierda) y MEP (derecha)

Un desglose más detallado de la evolución de la normativa EURO se ofrece en la Tabla ??, en el que se muestran todos los contaminantes y se incluye la EURO 6. Todas las unidades se muestran en (g/km).

Tipo	Fecha	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM
Diésel						
EURO 1	Julio de 1992	2.72	-	0.97	-	0.14
EURO 2	Enero de 1996	1.0	-	0.7	-	0.08
EURO 3	Enero de 2000	0.64	-	0.56	0.50	0.05
EURO 4	Enero de 2005	0.50	-	0.30	0.25	0.025
EURO 5	Septiembre de 2009	0.50	-	0.23	0.18	0.005
EURO 6	Septiembre de 2014	0.50	-	0.17	0.08	0.005
Gasolina						
EURO 1	Julio de 1992	2.72	-	0.97	-	-
EURO 2	Enero de 1996	2.2	-	0.5	-	-
EURO 3	Enero de 2000	2.30	0.20	-	0.15	-
EURO 4	Enero de 2005	1.0	0.10	-	0.08	-
EURO 5	Septiembre de 2009	1.0	0.10	-	0.06	0.005
EURO 6	Septiembre de 2014	1.0	0.10	-	0.06	0.005

Tabla 1.1: Regulaciones aplicadas a las emisiones contaminantes de turismos.

A partir del reglamento CE 443/2009, se comienzan a regular también las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) por su contribución al efecto invernadero y a posibles efectos nocivos para el ser humano y otros seres vivos. Hasta entonces los límites de emisiones de CO_2 estaban sujetos a un acuerdo voluntario entre la Unión Europea y los fabricantes de automóviles. Actualmente este reglamento ha quedado derogado por el reglamento UE 2019/631 que aún continúa en vigor. Dicho reglamento busca reducir las emisiones de CO_2 de manera paulatina tal que:

- A partir de enero de 2020, 95 g/km como promedio de emisiones de CO_2 para turismos nuevos.
- Para enero de 2021 se proponen medidas adicionales para la reducción de 10 g/km.
- A partir de 2025, reducción del 15 % del objetivo en 2021
- 2030 se propone como año clave, cuando se pretende alcanzar una reducción superior al 31 % del objetivo previsto para 2021

Así, por un lado tenemos la norma EURO que regula todas las emisiones expuestas diferentes al CO_2 , y por el otro el reglamento UE 2019/631 que regula las emisiones de dióxido de carbono.

Consecuentemente, los MCIAs han ido evolucionando para adaptarse paralelamente a las regulaciones expuestas y a los requerimientos técnicos de la industria. La evolución de matriculaciones de turismos en España se muestra en la Figura 1.2.

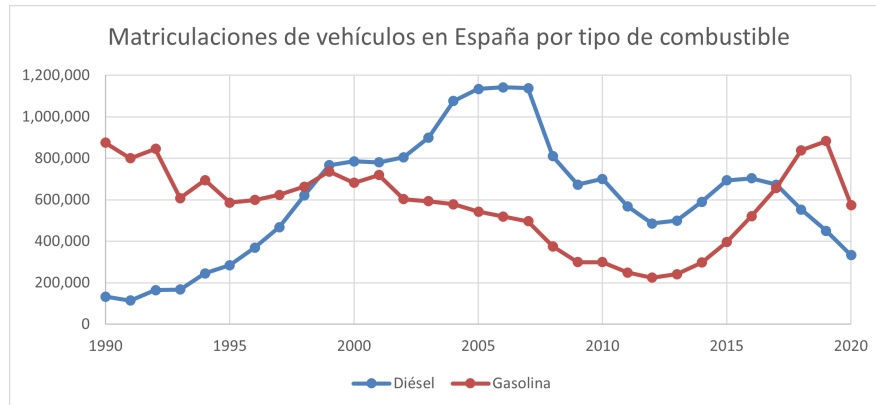


Figura 1.2: Datos de matriculaciones de turismos en España desde 1990 hasta 2020 por tipo de combustible. Fuente: Dirección General de Tráfico

En primera instancia, antes de la aparición de regulaciones los turismos se equipaban principalmente con MEP por motivos meramente técnicos: los sistemas de inyección directa de diésel y la electrónica que los acompañaba no estaban suficientemente evolucionados en los motores diésel, además de que eran más ruidosos y presentaban más problemas de vibraciones.

El predominio de los MEC empieza a hacerse latente a partir del año 2000 cuando gana pujanza y en el año 2005 se convierte en el motor claramente predominante en los turismos. Recordemos que en estos años se daban recomendaciones para las emisiones de CO_2 . Este predominio vino causado porque estas recomendaciones de emisiones de CO_2 se podían cumplir más fácilmente (o acercarse) con los MEC debido a que emplean un dosado más bajo que el estequiométrico y consecuentemente sus emisiones de dióxido de carbono es menor. Además, desde el punto de vista del usuario su consumo era menor y el precio del combustible también, lo que incentiva su compra.

A partir de 2009 las matriculaciones de turismos diésel caen junto a las de los vehículos de gasolina, siendo el motivo principal la crisis económica que atravesó España desde 2008 hasta 2011 que ralentizó la venta de vehículos en general. Sin embargo, el motor diésel no ha recuperado su situación de predominio sino que sigue en declive, mientras que las matriculaciones de vehículos de gasolina sí que aumentaron al término de la crisis económica. Esto viene motivado en primer lugar por las regulaciones contrarias al diésel. En segundo lugar porque para adaptarse a las normas EURO actuales los MCIAs requieren de sistemas de post-tratamiento para reducir las emisiones. Estos sistemas de post-tratamiento son más sencillos, eficaces y económicos en los MEP, lo que motiva a su fabricación, mejora sus especificaciones en términos de consumo y emisiones e incentiva su compra en última instancia.

Este es el paradigma actual, los fabricantes continúan apostando por el MEP al tiempo que aplican técnicas para minimizar las emisiones nocivas. Algunas de estas técnicas son: el *downsizing* o reducción de carrera de compresión y adición de una sobrealimentación para compensar pérdidas de potencia, *Variable Valve Actuation (VVA)* o jugar con diferentes ángulos de apertura y cierre de válvulas según el régimen al que el motor esté sometido, el *Exhaust Gas Recirculation (EGR)* o recirculación de los gases de escape para introducirlos de nuevo en la admisión. Lo que ocupa en este trabajo es el sistema de post-tratamiento consistente en un catalizador de tres vías o TWC (por sus siglas en inglés, *Three Way Catalyst*).

Hasta ahora no se ha explicado por qué el presente proyecto se centra en el análisis de transitorios de arranque de manera específica. Si estos transitorios de arranque son relevantes en los MCIA convencionales, se convierten en críticos tras la eclosión de los motores híbridos. Este tipo de motores transicionan constantemente entre el modo eléctrico y el modo térmico, ocasionando que el catalizador del TWC se enfríe haciendo que el sistema de post-tratamiento pierda eficacia. En el siguiente capítulo se incluirá una explicación del funcionamiento y las tipologías de motores híbridos, puesto que a pesar de que el MEP de estudio sea un MCIA convencional, el estudio del transitorio de arranque sentará las bases para una hipotética implementación de unidad híbrida.

1.2. Objetivos

Durante este trabajo, se abordará el proceso integral de análisis de transitorio de arranque de un MEP, desde la explicación teórica del motor utilizado con sus características específicas y su sistema de post-tratamiento, las variables de interés en la optimización, la vertiente experimental del trabajo con la sala de ensayos y su instrumentación, y finalmente el procesado de los resultados obtenidos con las diferentes herramientas utilizadas.

En la vertiente teórica

- Conocer el funcionamiento de un MCIA y sus tipos, así como las particularidades del motor utilizado en los ensayos.
- Exponer las tipologías de motores híbridos, su funcionamiento, así como sus ventajas y desventajas respecto a un MCIA convencional.
- Comprender los principios de funcionamiento de un catalizador de tres vías (TWC)
- Estar familiarizado con las técnicas de reducción de emisiones que emplean los fabricantes de motores en la actualidad y su evolución histórica.

En la vertiente experimental:

- Sensorización de un MCIA de encendido provocado
- Familiarización con una sala de ensayos, sus partes, su funcionamiento y los datos que se pueden extraer.
- Comprender el papel que juega la ECU de la sala de control en los ensayos.
- Realizar ensayos del transitorio de arranque de un MEP a diferentes regímenes de giro y carga con diferentes técnicas de control
- Realizar ensayos estacionarios con diferentes regímenes de carga y chispa a diferentes condiciones de temperatura ambiente.

Finalmente, en la vertiente de análisis:

- Análisis de variables que intervienen y cómo afectan las mismas al transitorio de arranque
- Cálculo de combustión en régimen estacionario con el software CALMEC
- Procesado de ensayos transitorios con el software MATLAB
- Análisis, organización y presentación de resultados

Capítulo 2

Estado del Arte

2.1. Motor de Combustión Interna Alternativo

Denominamos Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) al conjunto de elementos mecánicos que, mediante un movimiento alternativo (biela-manivela) permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica generada durante la combustión en el seno del fluido que circula dentro del motor. De nuevo podemos clasificar el MCIA acorde a varios criterios (véase Figura 2.1), siendo los más extendidos el tipo de encendido, el ciclo de trabajo, la presión de admisión y finalmente el número y disposición de los cilindros.

MCIA			
Tipo de Combustión	Ciclo de Trabajo	Presión de Admisión	Cilindros
<ul style="list-style-type: none">• Encendido provocado (MEP)• Encendido por compresión (MEC)	<ul style="list-style-type: none">• 2T• 4T	<ul style="list-style-type: none">• Atmosféricos• Sobrealimentados	<ul style="list-style-type: none">• Según número de cilindros• Según disposición

Figura 2.1: Clasificación de MCIA según los criterios más extendidos

2.1.1. Tipo de encendido

Según la manera en la que se inicie la combustión, un MCIA puede ser de encendido provocado (MEP) o de encendido por compresión (MEC).

Los MEP tienen como aproximación termodinámica ideal el ciclo de Otto, en el cual la combustión de manera teórica se produce a volumen constante. Además de esto, se diferencia por recibir un aporte de energía externo (generalmente una descarga eléctrica entre los electrodos de una bujía) que inicia la combustión. Instantáneamente se produce un frente de llama que avanza desde la bujía hacia el pistón. Una variable de control en este tipo de motores que estará presente a lo largo de este trabajo es el instante en el que se hace saltar la chispa. En este tipo de motores la relación aire-combustible (AFR) estequiométrica es de un valor

aproximado $AFR_{eq} \approx 14,7$

En el caso del MEC, la combustión se produce de manera espontánea cerca del final de la carrera de compresión del pistón tras haber llevado la mezcla a una temperatura y presión adecuadas para que se produzca el llamado autoencendido. El ciclo termodinámico que mejor aproxima el comportamiento de este tipo de motor es el ciclo mixto o de Sabathé, cuya combustión tiene dos fases: una cuasi-instantánea producida prácticamente a volumen constante y otra por difusión con condiciones cercanas a presión constante. En este caso la variable de control es el instante en que se inyecta el diésel en el cilindro. Debido a la inyección la mezcla de combustible con aire es heterogénea, lo que puede dar lugar a frentes de llama variables. En este caso, el dosado estequiométrico se reduce ligeramente a $AFR_{eq} \approx 14,5$.

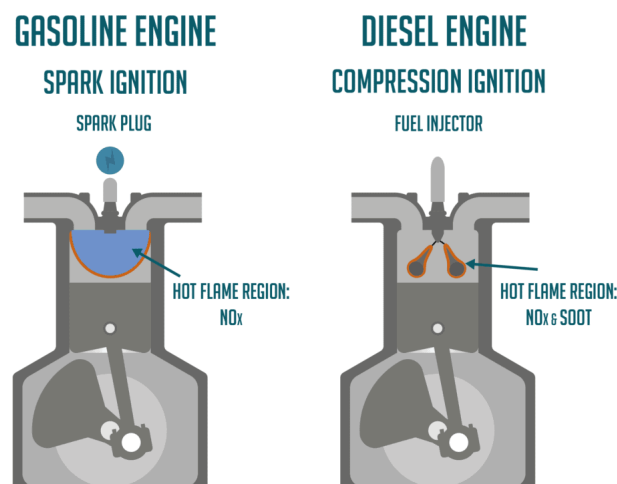


Figura 2.2: Comparación entre el inicio de combustión en el MEP con bujía y en el MEC con inyector. Fuente: [13]

2.1.2. Ciclo de Trabajo

El ciclo de trabajo viene determinado por el número de carreras que realiza el pistón para completar un ciclo, y atendiendo a este criterio un MCI puede ser de dos tiempos (2T) o de cuatro tiempos (4T).

En los motores de 2T, el ciclo se completa con dos carreras del pistón. A continuación se explica qué fases se completan en cada carrera. véase Figura 2.3 para facilitar la comprensión:

1. Combustión, expansión y escape se producen simultáneamente. Cuando el pistón llega al Punto Muerto Superior (PMS) por un lado tenemos la mezcla comprimida con la combustión inminente, y por el otro lado tenemos los gases de admisión que han entrado por la lumbrera. Cuando la combustión se produce, el pistón comienza a descender en la expansión favoreciendo que el aire limpio empuje al quemado por la lumbrera de salida. Como síntesis, el pistón ha descendido desde el PMS hasta el PMI y se ha producido la combustión, expansión y escape.
2. Admisión y Compresión también se producen a la par. El pistón comienza su carrera desde

el PMI hasta el PMS, comprimiendo la mezcla por un lado y dejando libre la lumbrera de admisión para que entre aire limpio por el otro.

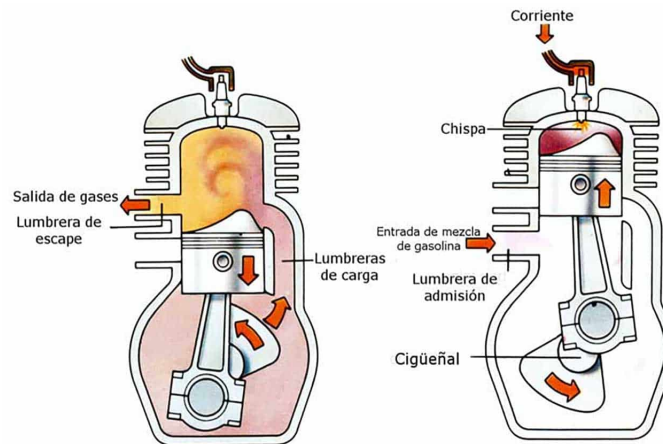


Figura 2.3: Ciclo de Trabajo de un MCIA de 2T. Fuente: [16]

Por otro lado, en los motores de 4T, el ciclo se completa con cuatro carreras del pistón. Las fases son las siguientes (de nuevo, la Figura 2.4 puede facilitar la comprensión):

1. Admisión: El pistón desciende desde el PMS hasta el PMI con la válvula de admisión abierta. Los gases limpios entran al cilindro. Al final de la carrera de admisión se cierra la válvula.
2. Compresión: El pistón asciende desde el PMI hasta el PMS con las válvulas de admisión y escape cerradas. Los gases se comprimen y aumentan su presión y temperatura. En esta fase es el pistón el que realiza trabajo sobre los gases.
3. Combustión y expansión: La mezcla combustiona (de manera espontánea o provocada dependiendo si se trata de un MEP o un MEC) y tras la explosión los gases se expanden y provocan que el pistón descienda desde el PMS hasta el PMI con las válvulas de admisión y escape cerradas. En este caso es la expansión de los gases la que proporciona trabajo al pistón.
4. Escape: Finalmente el pistón asciende nuevamente desde el PMI hasta el PMS, esta vez con la válvula de escape abierta, empujando a los gases quemados para comenzar un nuevo ciclo.

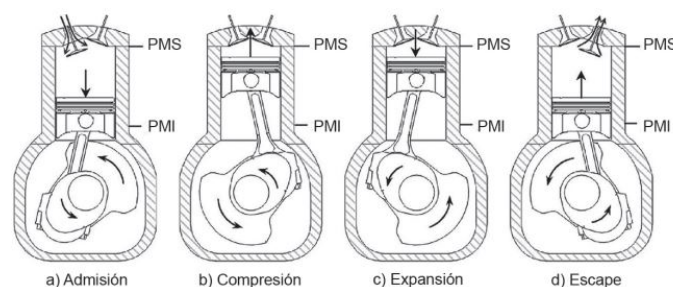


Figura 2.4: Ciclo de Trabajo de un MCIA de 4T. Fuente: [2]

2.1.3. Presión de admisión

Atendiendo a este criterio, un MCIA puede ser de aspiración natural (también llamado atmosférico) o sobrealimentado.

En motores atmosféricos, el aire fresco entra al cilindro por la pipa de admisión por la diferencia de presiones que se origina entre la atmósfera y el interior del cilindro cuando el pistón se desplaza hacia abajo y causa un efecto de succión.

Por contra, los motores sobrealimentados llevan acoplado un compresor que introduce aire comprimido por la pipa de admisión. El accionamiento de dicho compresor puede ser mecánico si el propio motor suministra potencia al compresor, externo si hay un motor exclusivamente para alimentar al compresor o turbocompresor si una turbina alimentada por los gases de escape suministra potencia al compresor. Gracias a la sobrealimentación, las principales mejoras que se obtienen son una mayor potencia específica y presión media efectiva. Se muestra gráficamente en la Figura 2.5 la ventaja de aumentar la presión de admisión (la Figura hace referencia a un MEC), produciendo que el área encerrada por la curva $p - v$ aumente. Este área corresponde con el trabajo de todo el ciclo.

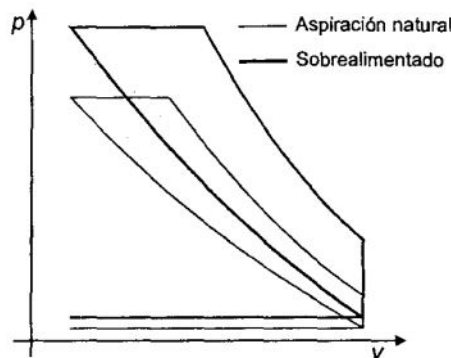


Figura 2.5: Ciclo Diesel en un motor de aspiración natural y añadiendo sobrealimentación. Fuente: [17]

Puede resultar especialmente ventajoso el hecho de que la sobrealimentación permite aumentar las características mencionadas sin llevar a cabo variaciones constructivas en el motor, lo que podría interesar en el caso de tener restricciones de tamaño o de cilindrada.

Los sistemas de sobrealimentación se pueden clasificar según el método de accionamiento del compresor como ya se ha mencionado, según tipo de compresor, la transferencia de potencia entre el motor y el sistema de sobrealimentación y el tipo de motor que se sobrealimenta. En el caso del motor de estudio, se trata de un MEP turbosobrealimentado de flujo radial.

El turbogrupo se caracteriza con un Ciclo Brayton si no se considera el cilindro en el que se produce la combustión, como se muestra en la Figura 2.6 izquierda. El hecho de acoplar un ciclo termodinámico correspondiente al cilindro provoca que el Ciclo Brayton sea modificado a partir de la estación 2. El mecanismo de funcionamiento es el siguiente: los gases de escape alimentan una turbina que a su vez suministra potencia a un compresor que se encarga de comprimir el aire que entra al cilindro por la pipa de admisión. Un esquema se muestra en la Figura 2.6 derecha

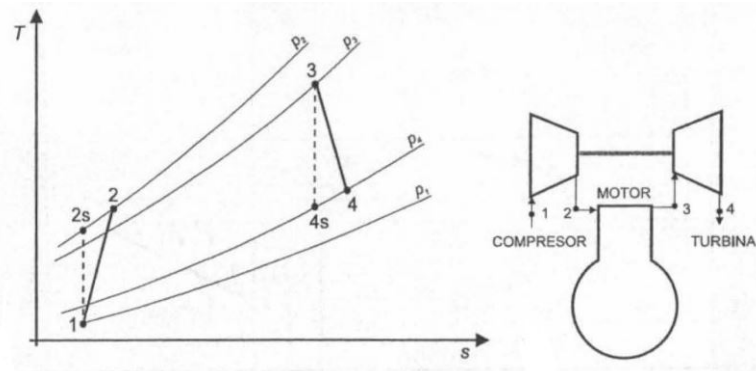


Figura 2.6: Ciclo Brayton (izquierda) y esquema del motor turbosobrealimentado (derecha). Fuente: [17]

Las diferencias que presenta con el Ciclo Brayton son, en primer lugar, que el turbogrupo no produce potencia mecánica neta; si la turbina genera más potencia de la que consume el compresor se aumenta el régimen de giro del conjunto. Por otro lado, la diferencia de presión entre la salida del compresor y la entrada de la turbina puede ser positiva o negativa, viniendo determinado por lo que ocurra dentro del cilindro.

En los MEP, como es el caso de estudio, debe prestarse atención tanto a la presión de salida del compresor para evitar problemas de autodetonación, como a la presión y temperatura de entrada en la turbina.

2.1.4. Número y disposición de cilindros

El número y la disposición de cilindros es otra característica diferenciadora de un MCIA, y viene dada por motivos de diseño según la potencia necesaria, tamaño y forma deseados, distribución de peso y un largo etcétera.

El número de cilindros juega un papel evidente en la potencia suministrada, aunque también en la cadencia del giro. La disposición por otro lado, es determinante para refrigeración, mantenibilidad... En la Figura 2.7 se muestran algunos ejemplos de diferentes motores atendiendo a la disposición de los cilindros; en concreto se muestran cilindros opuestos, en V, y en línea, aunque existen otras posibilidades como en W o radiales.

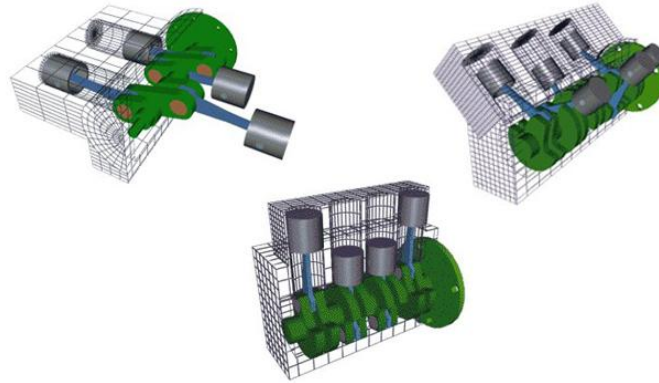


Figura 2.7: Diferentes MCIA según la disposición de sus cilindros: opuestos (izquierda), en línea (centro), en V (derecha). Fuente: [3]

El motor del presente estudio, atendiendo a este criterio presenta cuatro cilindros dispuestos en línea.

2.2. Motor de Encendido Provocado

2.2.1. Formación de la mezcla

En motores de encendido provocado, la mezcla es homogénea y su regulación es cuantitativa; es decir, el mando del acelerador regula la cantidad de aire que entra al cilindro a través de la mariposa de admisión y simultáneamente el sistema de formación de mezcla regula la cantidad de gasolina que se ha de incorporar de manera que se mantenga el dosado deseado. La relación aire-combustible en un MEP es más estricta que en el caso de los MEC.

Algunos requerimientos para la formación de la mezcla en un MEP son: la mezcla debe encontrarse en fase gaseosa, debe repartirse uniformemente entre los cilindros y el dosado debe ajustarse al punto de operación deseado.

Los sistemas de formación de mezcla son muy variados: carburadores para combustible líquido, mezcladores para combustible gaseoso, sistemas de inyección indirecta (el combustible se inyecta en el colector de admisión) o sistemas de inyección directa (la inyección se produce directamente en el cilindro). Los sistemas de inyección son los de mayor calidad y los que ofrecen mejores prestaciones. El motor de estudio concretamente posee un sistema de inyección directa, también llamado GDI, del inglés *Gasoline Direct Injection*.

En el caso de la formación de mezcla por inyección directa, la mezcla resultante ya no es homogénea sino estratificada. La regulación deja de ser cuantitativa para ser cualitativa y sólo se actúa sobre la cantidad de combustible inyectado.

En Payri et al. [17] se ha encontrado una relación entre consumo específico indicado g_{if} y de presión media indicada p_{mi} con el dosado relativo f_r . Esta relación se muestra de forma gráfica en la Figura 2.8 y resulta esencial para comprender por qué la mejor forma de favorecer el compromiso entre bajo consumo y alta potencia es mantener un dosado cercano al estequiométrico

$$f_r \approx 1$$

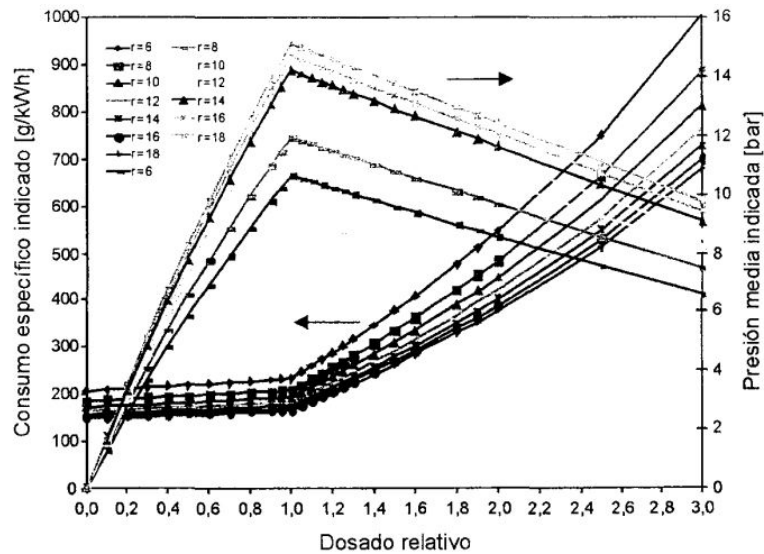


Figura 2.8: Dependencia del consumo específico indicado y presión media indicada con el dosado relativo y la relación de compresión a partir del ciclo ideal. Fuente: [17]

De ensayar un mismo motor manteniendo constante la posición de la mariposa y el régimen variando únicamente el dosado relativo, resultan cuatro puntos característicos:

- Límite inferior a partir del cual si se reduce el dosado relativo f_r la combustión no es estable. Para gasolina este límite es aproximadamente $f_r \approx 0,6$
- Punto de máximo rendimiento, en el cual el consumo específico efectivo g_{ef} se hace mínimo
- Punto de máxima potencia en el que la presión media efectiva p_{me} es máxima.
- Límite superior a partir del cual la combustión no es estable. Del orden de $f_r \approx 1,6$ para gasolina

Hasta ahora hemos hablado de las proporciones de la mezcla sin detenernos en los sistemas de formación, que explicaremos a continuación.

Hablaremos en primer lugar del carburador. Éste es un dispositivo mecánico que dosifica la cantidad de combustible líquido aprovechando la caída de presión del aire cuando circula a través de un estrechamiento. Su uso estaba muy extendido hasta antes de la inyección electrónica, tras la cual han quedado relegados a usos en los que prima la sencillez y el bajo coste frente a la eficacia. La mezcla que se produce es homogénea. Un esquema de funcionamiento del carburador se ofrece en la Figura 2.9 para facilitar la comprensión.

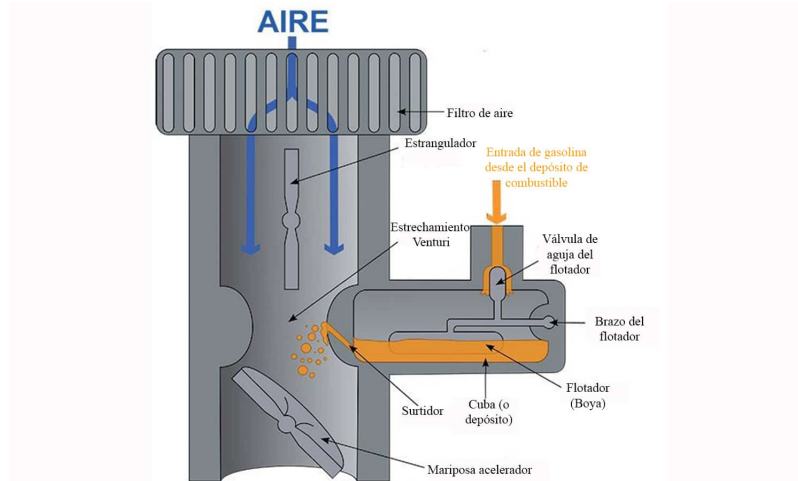


Figura 2.9: Esquema de funcionamiento de un carburador

En cuanto a los sistemas de inyección, son ampliamente ventajosos con respecto del carburador ofreciendo una mejor calidad de la mezcla y un mejor control del dosado. Como generalmente son de tipo electrónico, permiten calcular la cantidad de combustible que se inyecta según diversas variables: grado de carga, régimen, posición del acelerador, temperatura del motor... Los sistemas de inyección constan de varios elementos: compresor, filtro, rampa de inyectores, retorno y unidad de control son los esenciales. Se ofrece un esquema en la Figura 2.10. Estos sistemas pueden ser de inyección directa si se produce en el propio cilindro o de inyección indirecta si se produce en el colector de admisión. Los primeros pueden generar tanto mezclas homogéneas como estratificadas dependiendo del instante de encendido mientras que los segundos sólo originan mezclas homogéneas.

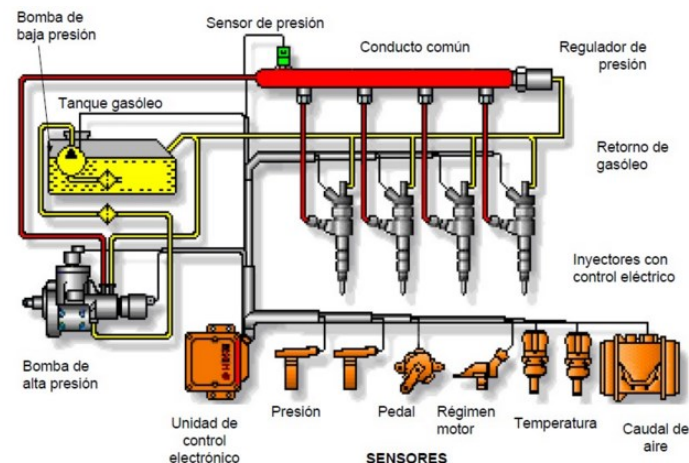


Figura 2.10: Esquema de funcionamiento de inyectores de combustible. Fuente: [20]

Posteriormente en la sección 2.2.5 se detallará con detenimiento el funcionamiento, ventajas y desventajas de los sistemas de inyección directa GDI por ser el utilizado por el motor de estudio.

2.2.2. Combustión

Antes de comenzar a abordar la combustión, se debe insistir en que el proceso más común se produce con una mezcla homogénea de aire y combustible. A este tipo de combustión lo vamos a llamar combustión “normal”. En el caso de motores con inyección directa (GDI) como es el caso del motor de estudio, como ya se ha explicado previamente puede operar con mezcla estratificada en la cual el dosado no es uniforme en la cámara de combustión. Atendiendo a este criterio, se va a explicar primeramente la combustión “normal” y después se abordarán las diferencias con las combustiones con mezcla estratificada. Además se expondrán problemas que pueden surgir durante el proceso de combustión y las formas de solucionarlos, así como algunas técnicas que permiten mejorar la calidad de la combustión en MEP.

Combustión con mezcla homogénea

Este tipo de combustión viene dada por tres fases, que se muestran gráficamente en la Figura 2.11 y son las siguientes:

1. La combustión comienza con el aporte de energía de un agente externo, generalmente la descarga eléctrica entre los electrodos de una bujía. Este aporte energético permite vencer la resistencia a la inflamación de la mezcla. Esta fase abarca el tiempo desde que se produce la chispa hasta que se libera el 10% de la energía de la combustión; este tiempo se conoce como “tiempo de retraso”. Para los procesos que se dan en el cilindro es común expresar el instante en que se producen en términos de ángulo de cigüeñal; así, el instante en el que se quema una décima parte de los gases se lo conoce como CA10, y lleva asociado un ángulo referenciado al PMS. En esta fase la presión aumenta de manera progresiva.
2. La segunda fase de la combustión es la más extensa en términos de ángulo barrido por el cigüeñal. Abarca desde el fin de la primera fase hasta que se libera el 90% de la energía de combustión; es decir, desde el CA10 hasta el CA90. Se produce un incremento en la velocidad de combustión y el frente de llama se hace más amplio. La presión aumenta de una manera más acusada. Además esta es la fase en la que se induce la formación de NO_x .
3. En la tercera fase, la mayoría de gases ya están quemados, el pistón ya ha comenzado a descender dando lugar a una expansión de los gases que provoca que la presión comience a descender. El frente de llama concluye su recorrido y la combustión se da por finalizada.

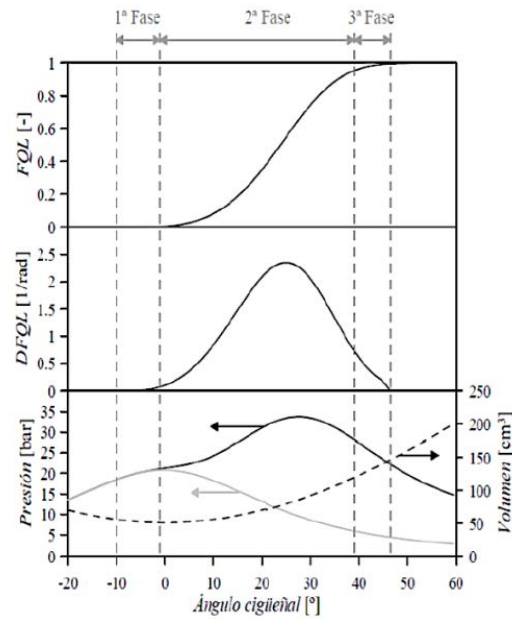


Figura 2.11: Fases de la combustión con mezcla homogénea. Se muestra cantidad de calor liberada acumulada, instantánea y presión de cilindro con respecto al ángulo de cigüeñal. Fuente: [17]

Combustión con mezcla estratificada

La combustión con mezcla estratificada implica un dosado no uniforme en la cámara de combustión, como se muestra en la Figura 2.12. Este tipo de mezclas es típicas, por ejemplo, en el caso de un MEP con inyección directa.

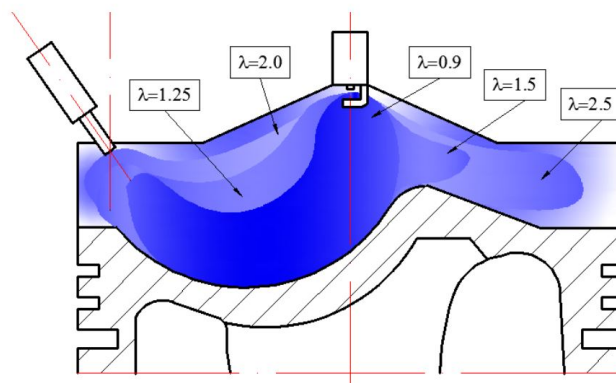


Figura 2.12: Mezcla estratificada en una cámara de combustión producida por una inyección directa

El hecho de tener una mezcla estratificada en lugar de uniforme supone algunas ventajas muy relevantes para las especificaciones de un MEP:

- Se reducen las pérdidas por bombeo

- Disminuyen las pérdidas de calor favorecido porque el dosado global de la mezcla es pobre y la temperatura alcanzada en el cilindro es menor que en el caso de una combustión con mezcla homogénea
- También gracias al dosado empobrecido aumenta el coeficiente adiabático, constituyendo una mejora de rendimiento.
- Se puede evitar que el aceite de las paredes del cilindro absorba parte del combustible en la compresión, como ocurre en mezclas homogéneas.
- Se pueden utilizar otras técnicas (como efectuar la mezcla en dos etapas) para evitar la autoinflamación que se verá más adelante, de manera que se pueda aumentar la relación de compresión sin riesgo de correr este problema

Instante de encendido

El instante de encendido es otra variable relevante. Nos referimos como instante de encendido al ángulo de cigüeñal (normalmente ángulo de avance) en el cual la bujía produce la chispa que inicia el encendido. Afecta en buena medida al trabajo realizado por ciclo, puesto que determina cuanto gas se quema antes y después de la llegada del pistón al PMS. Este avance en la combustión está acotado, puesto que de avanzar demasiado el instante de encendido se produce autoinflamación. En la Figura 2.13 se muestra la correlación del instante de encendido con la presión media efectiva y con la presión máxima del ciclo para un punto motor determinado.

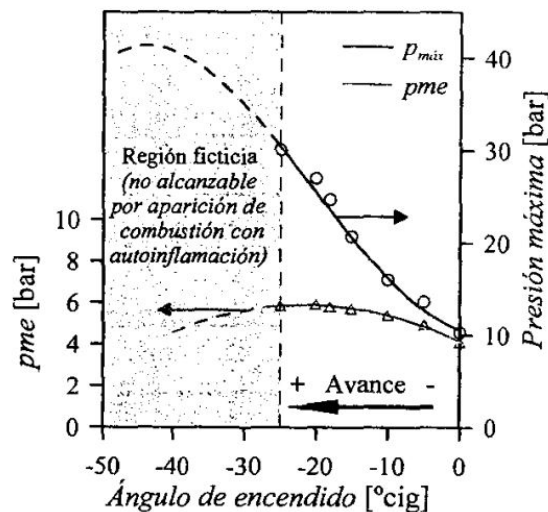


Figura 2.13: Evolución de p_{me} y p_{max} para diferentes ángulos de avance de encendido. Fuente: [17]

Dispersión cíclica

Se denomina dispersión cíclica al hecho de que no se repiten las mismas condiciones de presión dentro de la cámara de combustión ciclo a ciclo. Esto, que puede parecer una anomalía, es más bien una característica propia de los MEP. En la Figura 2.14 se muestran graficados

presión y ley de liberación de calor frente a ángulo de cigüeñal para entender la naturaleza de este fenómeno.

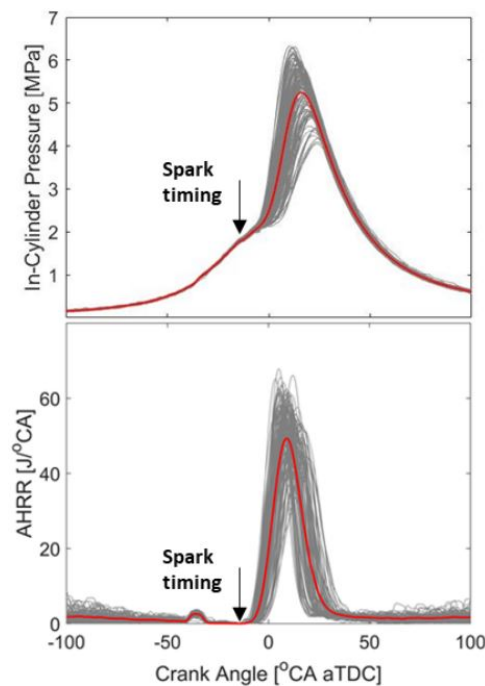


Figura 2.14: Presión en cilindro y ley de liberación de calor para un MEP. Fuente: [21]

La dispersión cíclica nace en la primera fase de la combustión que se ha explicado previamente. En ese instante, la velocidad de combustión depende principalmente de las condiciones de turbulencia y dosado en la región cercana a la bujía, condiciones que no tienen por qué ser idénticas ciclo a ciclo, especialmente la turbulencia. Este fenómeno induce irregularidades en el régimen de giro y en el par motor; además, también lo hace con las emisiones contaminantes, lo que puede ser especialmente preocupante.

Autoinflamación y picado

Una importante anomalía de la combustión se produce cuando una región de fluido de la cámara (generalmente alejada de la bujía) se autoinflama antes de que llegue a ella el frente de llama. Esta autoinflamación provoca picos de presión en la zona en la que se produce, además de incrementar la presión y temperatura global de la cámara de combustión. Este proceso se retroalimenta positivamente y es muy dañino para el motor. Un buen centrado de la combustión mediante un ajuste del avance de encendido es primordial para evitar este fenómeno.

El pico de presión y temperatura originado en la región que se autoinflama crea una onda de presión que se propaga por toda la cámara de combustión. Se denomina picado o *knock* al ruido que genera esta onda de presión. Además, por la generación de esta onda, la capa límite térmica adyacente a las paredes de la cámara se rompe. Esta capa constituye en condiciones normales una protección que evita que las paredes alcancen altas temperaturas; al perderse se puede producir la fusión del material de las paredes.

En la Figura 2.15 se muestra a la izquierda cómo varía la señal de presión al producirse el autoencendido, y a la derecha las consecuencias que tiene para un pistón.

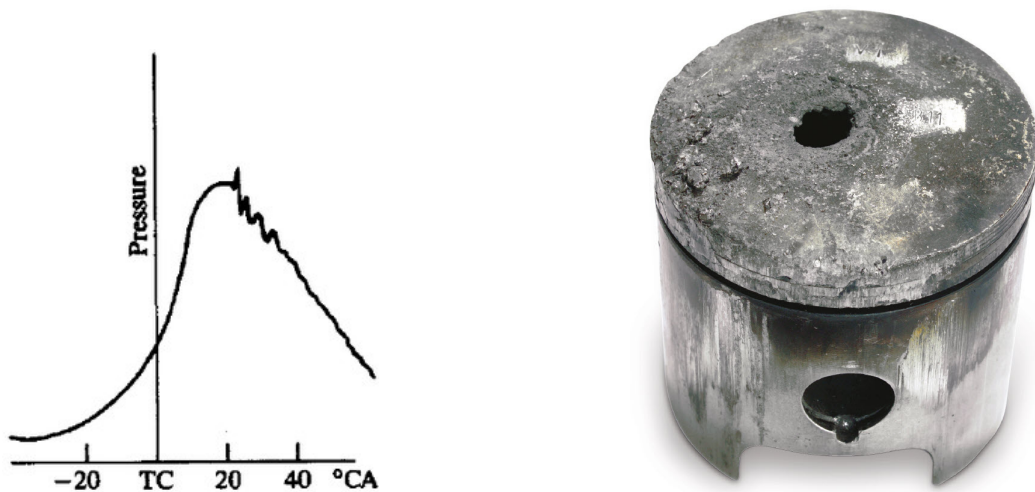


Figura 2.15: Evolución de la presión de cilindro con picado ligero y consecuencias del picado para un pistón. Fuente: [8]

Forma de la cámara de combustión

Existen varias premisas para el diseño de una cámara de combustión. Son las siguientes de mayor a menor relevancia:

1. Disminuir el tiempo de combustión.
2. Reducir el ratio entre superficie y volumen para minimizar las pérdidas de calor.
3. Evitar anomalías de la combustión, como el autoencendido. En ocasiones, satisfacer este criterio puede comprometer alguno de los anteriores.
4. Garantizar la fiabilidad y durabilidad, evitando que se formen y desarrollen depósitos carbonosos.
5. Procurar un correcto control del dosado en las regiones cercanas a la bujía

Las configuraciones más extendidas se detallan a continuación y se muestran en la Figura 2.16:

- Cámara de cuña: Contribuye a concentrar el combustible cerca de la bujía y posee una relación superficie/volumen alta, lo que permite disminuir el riesgo de autoencendido y una mejor refrigeración. Sólo requiere un árbol de levas
- Cámara labrada en pistón: Simplifican el diseño de la culata y, al igual que las de cuña, permiten el uso de un único árbol de levas. Favorece un movimiento llamado *squish* que ayuda a una combustión rápida y disminuye el riesgo de autoinflamación.

- Cámara hemisférica: Cámara de combustión compacta, lo cual minimiza el recorrido del frente de llama. Sólo son utilizables con más de un árbol de levas

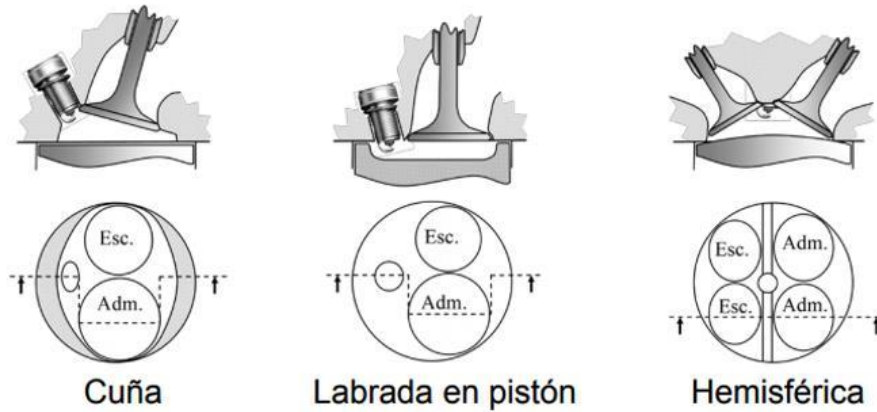


Figura 2.16: Configuraciones más usuales de cámara de combustión. Fuente: [5]

2.2.3. Renovación de la carga

Llamamos renovación de la carga al proceso que se da en el cilindro en el cual se expulsan los gases quemados para permitir la entrada de aire fresco e iniciar un nuevo ciclo. En motores 4T este proceso se lleva a cabo gracias a la sincronización de las válvulas de admisión y escape de los diferentes cilindros y corresponde con las fases de admisión y escape; es decir, ocupa una de las dos vueltas necesarias para completar el ciclo.

La renovación de la carga es determinante para las prestaciones del motor. La cantidad de aire admitido está directamente relacionada con la potencia máxima que el motor puede suministrar. El proceso de renovación de carga por sí mismo también consume potencia, con lo cual repercutirá en el rendimiento efectivo.

Si partimos del ciclo ideal, recordamos que el escape de gases comienza instantáneamente al llegar el pistón al PMI, y la admisión hace lo propio en el PMS. En el ciclo real, se debe considerar tanto el tiempo de apertura de las válvulas como el transitorio durante el cual los gases comienzan a circular. Los efectos más relevantes a considerar en la renovación de la carga son: rozamientos, compresibilidad del flujo, efectos inerciales, efectos de ondas de presión y transmisión de calor.

Previo a adentrarnos en otros conceptos, conviene definir el llamado rendimiento volumétrico. Es el parámetro más útil para determinar la eficacia de la admisión en motores 4T. Es el cociente entre gasto másico de carga fresca admitido por el motor y el gasto que se alcanzaría en una admisión ideal. Este cociente se muestra en la Ecuación 2.1, donde \dot{m}_a hace referencia al gasto másico de aire real, n al régimen de giro, V_T a la cilindrada total y ρ_{ia} a la densidad del gas en condiciones de referencia.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\frac{n}{2} V_T \rho_{ia}} \quad (2.1)$$

Como se ha mencionado previamente, el ciclo real dista del ideal (véase Figura 2.17). En un ciclo real se tienen dos lazos, un denominado lazo de trabajo en el cual los gases proporcionan trabajo al cilindro, y un lazo de bombeo que proviene de “empujar” los gases y constituye pérdidas energéticas. Esencialmente depende de la diferencia de presión entre la pipa de admisión y la de escape.

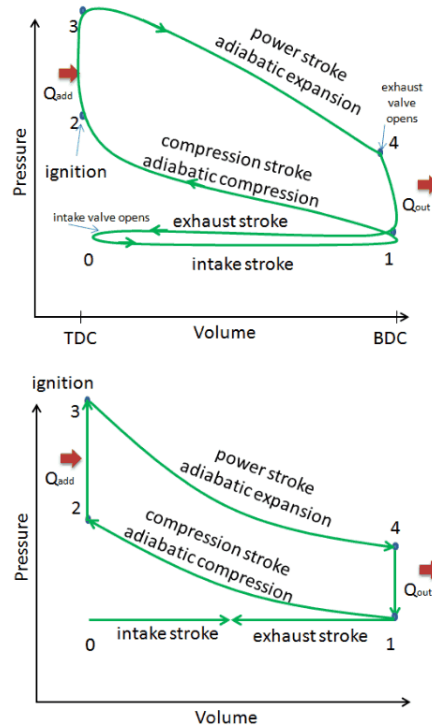


Figura 2.17: Ciclo Otto ideal (inferior) y real (superior) con bucle de trabajo y bucle de bombeo. Fuente: [1]

Existen ciertas variaciones en la apertura y cierre de válvulas que se muestran esquemáticamente en el diagrama de distribución de la Figura 2.18 y se detallan a continuación. Cada uno de ellos ofrece ciertas ventajas aunque dependiendo del punto de operación pueden acarrear ciertas consecuencias negativas, con lo cual de fijar los valores de estas variables conviene buscar una solución de compromiso. En la sección 2.2.5 se explican las bondades de un sistema de distribución variable que evita estos compromisos.

- Avance en la Apertura de Admisión (AAA): Recorrido angular desde la apertura de la válvula de admisión hasta el PMS. Contribuye al rendimiento volumétrico porque la entrada de aire fresco favorece la expulsión de gases quemados.
- Retraso en el Cierre de Admisión (RCA): Recorrido angular desde el PMI hasta el cierre de la válvula de admisión. Aumenta el rendimiento volumétrico porque hasta instantes después del PMI continúa entrando aire fresco al cilindro
- Avance en la Apertura del Escape (AAE): Recorrido angular desde que se abre la válvula de escape hasta que se llega al PMI. Disminuyen la presión que se ejerce sobre los gases quemados en el escape reduciendo el trabajo de bombeo, aunque compromete parte de la expansión.

- Retraso en el Cierre del Escape (RCE): Recorrido Angular desde que se llega al PMS hasta que se cierra la válvula de escape. Favorece que el excedente de gas quemado sea desalojado, y junto con el AAA contribuye a mejorar el rendimiento volumétrico. El retrasar el cierre del escape a la vez que se avanza la apertura de la admisión implica que haya un instante en que ambas válvulas están abiertas. Ese instante se conoce como “cruce de válvulas”.

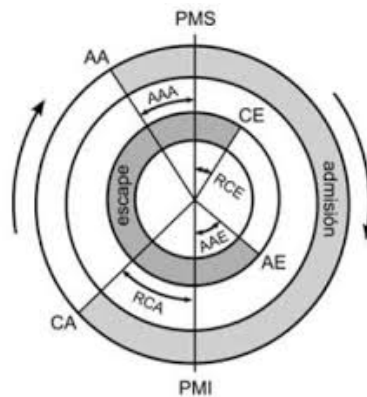


Figura 2.18: Diagrama de distribución de un motor de 4T. Fuente: [17]

Relativo al cruce de válvulas, puede ser muy beneficioso en situaciones de alta carga o alto régimen de giro por contribuir al correcto desalojo de los gases quemados; sin embargo, en situaciones de baja carga puede darse que la presión de admisión sea menor que la de escape y los residuales internos aumenten, disminuyendo la presión media efectiva y el rendimiento del motor.

2.2.4. Formación de emisiones

Como se vio en la Introducción, el cumplimiento de la normativa relativa a emisiones compromete a los motores durante toda la fase de diseño. Consecuentemente es de vital importancia conocer cómo es el mecanismo de formación de estas emisiones así como las estrategias para reducirlas y evitarlas.

Existen, como se ha mencionado anteriormente contaminantes directos que por sí mismos son nocivos para salud y otros que sin ser directamente perjudiciales para la salud humana, sí lo son para la atmósfera. En esta sección vamos a analizar los principales contaminantes del MEP: los Hidrocarburos sin quemar (HC), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y el monóxido de carbono (CO).

Se mostrará el comportamiento de estas emisiones contaminantes con el dosado como una de las variables de interés, a sabiendas de que el sistema de que el catalizador de tres vías (TWC) que incorporan la mayoría de vehículos con MEP exigen el funcionamiento con dosado estequiométrico.

Hidrocarburos sin quemar (HC)

Como su nombre indica, son producto de una combustión incompleta. Esto puede darse tanto con un dosado rico en el cual no hay suficiente oxígeno en la cámara de combustión para oxidar todo el combustible, como con un dosado pobre, en el que un avance dificultoso del frente de llama puede provocar que algunas zonas queden sin combustionar.

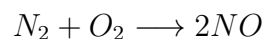
Otras causas independientes del dosado para la formación de inquemados son las siguientes:

- Cortocircuito: Denominación que reciben los gases que entran por la admisión y salen por el escape durante el cruce de válvulas sin intervenir en la combustión. Este efecto se evita con la inyección directa, ya que el combustible se inyecta con la válvula de escape cerrada.
- Efecto pared: Efecto por el cual se produce un apagado de llama en las regiones adyacentes a las paredes

Óxidos de Nitrógeno (NO_x)

La formación de NO_x requiere de dos factores: una elevada temperatura (se da con un dosado cercano al estequiométrico) y presencia de oxígeno (a la que contribuye un dosado empobrecido). Es por ello que es complicado prevenir su formación si el MEP opera con GDI y dosado estequiométrico, como es el caso de estudio.

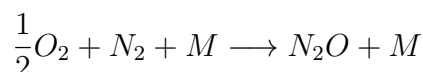
Los óxidos de nitrógeno más frecuentes son el óxido nítrico (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO_2). La formación de estos gases se explica mediante en mecanismo de Zeldovich. En el caso del óxido nítrico la reacción global se expresa como:



La tasa de formación de óxido nítrico viene dada por la Ecuación 2.2, y se hace latente la alta dependencia de la temperatura sobre la velocidad de formación de NO así como la concentración de oxígeno.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{0,5}} \cdot e^{-\frac{69096}{T}} \cdot [N_2]_{eq} \cdot [O_2]_{eq}^{0,5} \quad \left(\frac{mol \cdot s}{cm^3} \right) \quad (2.2)$$

En cuanto a la formación del dióxido de nitrógeno, la reacción química según [4] es la siguiente:



donde M hace referencia al residuo orgánico. El dióxido de nitrógeno se forma a temperaturas más bajas que el óxido nítrico, actuando como precursor en su formación, según [4].

Estos gases son nocivos para la salud humana, además de participar en fenómenos como la lluvia ácida que dañan el clima. El dióxido de nitrógeno contribuye al efecto invernadero y el óxido nítrico a reducir la concentración de ozono en la estratosfera

Monóxido de Carbono (CO)

El monóxido de carbono, al igual que los inquemados, se produce en combustiones incompletas, con la salvedad de que aparece únicamente si la mezcla está enriquecida, fenómeno que se puede dar localmente en MEP con GDI que operan con mezcla estratificada. Su formación ocurre debido a la escasez de moléculas de O_2 para formar las de CO_2 completas. Es un gas especialmente tóxico para el ser humano, con la peligrosidad adicional de que es insípido e incoloro como el aire, lo que impide detectarlo.

2.2.5. Estrategias de reducción de consumo y emisiones

Las soluciones para reducir emisiones pueden ser activas si buscan evitar su formación o pasivas si las neutralizan una vez formadas. Este motor en concreto utiliza, de manera activa: la inyección directa de la que ya se ha hablado anteriormente, la distribución variable, que también ha sido mencionada en la sección de renovación de la carga y la turbina de geometría variable. De manera pasiva, emplea la solución más extendida: el catalizador de tres vías. Otras estrategias como la recirculación de los gases de escape (EGR) dejan de tener sentido (al menos para la reducción de emisiones) en presencia del catalizador.

Sistemas de Inyección Directa (GDI)

Aunque se ha hablado de la inyección directa y de las ventajas que posee a nivel de prestaciones, no se ha hecho hincapié en los beneficios que tiene el GDI en la reducción de emisiones. En primer lugar, el hecho de permitir un mejor control de la calidad de la mezcla y de la cantidad de combustible ya es beneficioso para el control sobre la emisión de HC y CO . Además, la buena sinergia que existe entre el GDI operando con cantidades estequiométricas y el catalizador de tres vías constituye una combinación difícilmente mejorable.

Los sistemas GDI modernos permiten al motor operar en condiciones de mezcla homogénea o estratificada dependiendo del punto de operación. Esta adaptabilidad resulta especialmente útil tanto en términos de prestaciones como en términos de consumo de combustible y emisiones según se explica a continuación.

En situaciones de grado de carga o revoluciones bajos, es más favorable operar con una mezcla estratificada, lo que reduce las emisiones de NO_x con cargas moderadas. Para ello, el combustible es inyectado en la cámara durante la fase de compresión. Conforme se añade carga al motor y aumenta el régimen de revoluciones, crece también la formación de hollín en las regiones con dosado enriquecido y la formación de NO_x en las de dosado pobre, a partir de entonces es conveniente que el motor opere con mezcla homogénea, para lo cual el combustible se inyecta al final de la fase de admisión.

Existen diferentes técnicas de inyección directa para conseguir estratificar la mezcla que como norma general buscan enriquecer la mezcla en la región más cercana a la bujía y empobrecerla en las zonas cercanas a las paredes. Las tres estrategias más extendidas son las siguientes:

- Guiado por chorro: En este caso se inyecta la gasolina de manera que la mayor parte de ella permanezca en la región deseada
- Guiado por pared: En este caso es la forma del pistón la que dirige el chorro de gasolina a la bujía.
- Guiado por aire: El movimiento del aire del cilindro dirige la gasolina a la región cercana a la bujía. El movimiento del aire no sólo es útil para estratificar la mezcla, sino también para permitir que una mayor cantidad de aire entre al cilindro aumentando el rendimiento volumétrico. Este movimiento rotatorio se denomina *tumble* si se produce con respecto al eje vertical, o *swirl* si es respecto al horizontal

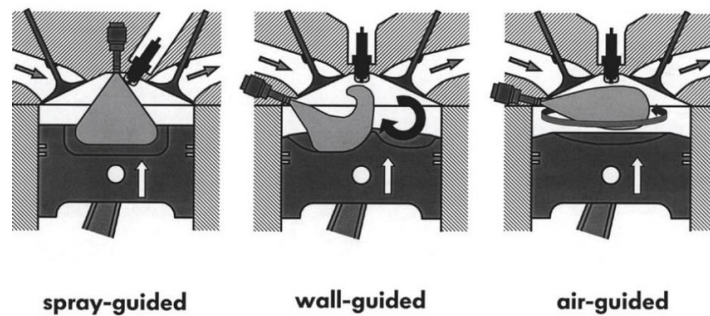


Figura 2.19: Configuraciones de inyección directa: guiado por chorro (izquierda), guiado por pared (centro), guiado por aire (derecha). Fuente: [10]

Sistemas de Distribución Variable

La Actuación Variable de Válvulas (VVA) consiste en la implementación de un árbol de levas ajustable que permite variar los instantes de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape según el punto de operación del motor para optimizar así el consumo de combustible. Se busca la variabilidad del sistema de distribución puesto que los ángulos óptimos de avance y retraso de las válvulas varían con el punto de operación, como se explica en los siguientes párrafos.

Las dos variables de interés son de nuevo el grado de carga y el régimen de giro. A alta carga y bajas vueltas se debe facilitar la salida de los gases quemados. Con este propósito se aumenta en la medida de lo posible el cruce de válvulas. Si en esta misma situación de alta carga y bajas vueltas existiera riesgo de picado, se podría retrasar el cierre de admisión.

Si se mantiene la carga alta y además aumenta el régimen de giro, debido a la actuación del grupo turbocompresor, se puede dar la circunstancia de tener una presión demasiado elevada en

la pipa de escape produciendo recirculación de los gases de escape internos, fenómeno altamente evitable. En este caso se minimiza el cruce de válvulas reduciendo el RCE.

En situaciones de baja carga es especialmente interesante el RCA, puesto que favorece reducir la potencia empleada para la compresión.

El accionamiento de este tipo de sistemas puede ser o bien mecánico, mediante una leva hidráulica, o bien eléctrico bajo el gobierno de la ECU del motor.

Turbina de geometría variable

Se han explicado en secciones previas tanto el objetivo de la sobrealimentación como el principio de funcionamiento de la turbosobrealimentación. Sin embargo no se han expuesto ciertas problemáticas que introducen ni la manera de paliar estos defectos.

Los turbogrupos tradicionales, cuya geometría se mantiene constante durante todo el abanico de operación del motor, presentan un inconveniente importante. A bajas revoluciones (por debajo de 2000 rpm) el efecto del turbogrupo es prácticamente imperceptible por la escasa potencia que se logra extraer de los gases de escape. Por otro lado, a regímenes muy altos, se extrae tanta potencia que el turbogrupo comprime en exceso el aire de admisión, provocando que el trabajo consumido durante la carrera de compresión sea demasiado elevado y pudiendo causar problemas tales como la autoinflamación. La solución es instalar una válvula de descarga, en inglés *wastegate* cuya misión es dirigir parte de los gases quemados directamente al escape en lugar de a la turbina.

Con los problemas recién expuestos se tiene, por un lado, un sistema de sobrealimentación que no es efectivo a bajas vueltas, y por el otro, genera “desperdicio” a altas, estando muy lejos de ser un sistema óptimo.

La solución para ambos problemas viene con las Turbinas de Geometría Variable (VGT). Estas turbinas tienen un funcionamiento esencialmente similar a las FGT con la salvedad de que la ECU del motor varía la geometría de la turbina para adaptarse al punto de funcionamiento, de manera que su efecto sea notorio a bajas revoluciones y no se requiera la presencia de una válvula de descarga a altas revoluciones.

La manera con la que se logra la variabilidad en la geometría de la turbina es la siguiente: se disponen álabes con un grado de libertad de rotación sobre su eje axial, permitiendo así variaciones en el ángulo de paso de la turbina además de en la sección de paso de los gases. De este modo a bajas vueltas prácticamente se cierran los álabes originando una sección de paso mínima, haciendo que la velocidad de giro de la turbina aumente. De manera opuesta, a altas revoluciones los álabes se abren y la sección de paso aumenta haciendo que el régimen de giro de la turbina se reduzca. Para facilitar la comprensión ver Figura 2.20

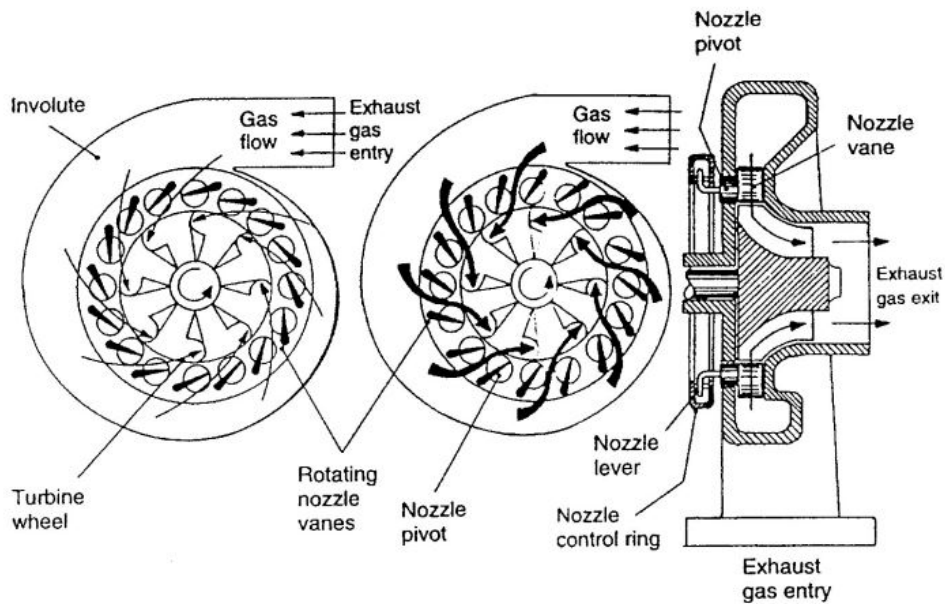


Figura 2.20: Variación del ángulo de paso de los álabes de una VGT. Configuración cuasi-cerrada (izquierda) para bajas vueltas y cuasi-abierta (derecha) para altas. Fuente: [6]

En cuanto a las emisiones contaminantes, Hawley J.G. et al [9] realizó una serie de experimentos con un amplio rango de grados de carga y regímenes de revoluciones comparando mismo motor con FGT y con VGT. Los resultados mostraron un decremento muy importante en la formación de NO_x para prácticamente la totalidad de los puntos de funcionamiento probados. También experimentó una reducción el consumo específico de combustible, aunque ésta es algo más leve.

Catalizador de Tres Vías (TWC)

En MEP, la temperatura de los gases de escape depende altamente del punto de funcionamiento, oscilando de entre los $300^{\circ}C$ al ralentí hasta cerca de los $1000^{\circ}C$ en funcionamiento a alta carga.

Ya se ha explicado con anterioridad cuáles son las emisiones contaminantes procedentes de la combustión. Estos compuestos pueden ser oxidantes como O_2 y NO_x , o reductores como CO , H_2 y HC . Además, es inherente a la combustión la emisión de CO_2 .

El TWC es un sistema de post-tratamiento catalítico, que utiliza el efecto de ciertos metales y compuestos para reestablecer el equilibrio químico de las reacciones de reducción-oxidación que no se alcanza en el cilindro. Este equilibrio químico, por ejemplo, desplaza las emisiones de CO y NO hacia las de N_2 , O_2 y CO_2 .

Existen tres elementos imprescindibles presentes en el TWC:

- Soporte: Se diseña para soportar altas temperaturas y sollicitaciones mecánicas, sobre esta estructura se depositan las sustancias activas. Como el tamaño del catalizador viene dado por el caudal de los gases de escape del motor, se estima la relación entre el caudal

de escape en (m^3h^{-1}) y el volumen del catalizador en (m^3) en unos 150000 (h^{-1}) [17]. Los soportes utilizados en la actualidad son bien de monolito cerámico o bien de matriz metálica. En su interior se disponen canales de manera que el flujo de gas sea laminar en el interior de cada canal. La longitud debe ser suficiente para que el gas circule durante el tiempo suficiente para que se complete la reacción química.

- Recubrimiento o *washcoat*: Consiste en un recubrimiento de óxido de aluminio para disponer las sustancias activas en el interior de cada canal.
- Componente catalizador: Los más usados en la actualidad son Platino, Paladio o Rodio. Los tres son utilizados simultáneamente en el caso del TWC. Para vehículos ligeros, la masa de estos metales constituye entre el 0.1 y el 0.15 % de la masa del soporte en forma de partículas de unos 50nm de tamaño.

Para un correcto funcionamiento del TWC se necesita, en primer lugar, una temperatura suficiente en el interior de los canales, del orden de unos 200°C para que el TWC tenga un rendimiento superior al 80 %. Además, como un TWC es activo tanto en reacciones de oxidación como de reducción, requiere que el motor opere con un dosado estequiométrico, según se muestra en la Figura 2.21 de manera que la conversión pueda aplicar a los oxidantes y a los reductores simultáneamente.

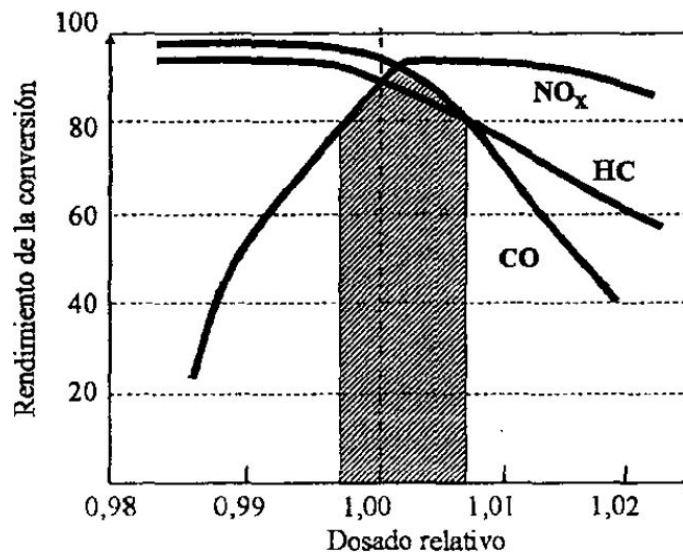
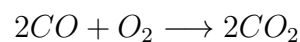
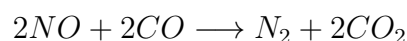


Figura 2.21: Rendimiento de la conversión de emisiones contaminantes en un TWC según el dosado de la mezcla. Fuente: [17]

Las reacciones que tienen lugar dentro del TWC son las siguientes:



Es decir, por un lado, se combinan óxido nítrico y monóxido de carbono para formar nitrógeno y dióxido de carbono y por otro se combina monóxido de carbono con oxígeno para formar dióxido de carbono. Además, en el caso de los HC (hidrocarburos sin quemar), se combinan con oxígeno para formar dióxido de carbono y vapor de agua. De este modo, se ha minimizado la emisión de los tres contaminantes, en detrimento de aumentar la cantidad de CO_2 emitido.

2.3. Motores Híbridos

Se denomina motor híbrido a toda planta propulsora que extrae energía mecánica a partir de un motor térmico tradicional y a partir de un motor eléctrico. Las posibles configuraciones y la manera de conjugar las dos fuentes de energía son muy variadas y a día de hoy se continúan invirtiendo recursos para mejorarlas.

La problemática que se aborda durante este Trabajo por la cual los transitorios de arranque en frío dificultan inicialmente la operación del TWC hasta que éste alcanza la temperatura de activación se da especialmente en motores híbridos, en los cuales constantemente se producen cambios entre la operación eléctrica y la térmica.

Una característica común a la totalidad de los motores híbridos es el uso de baterías de alto voltaje para almacenar energía eléctrica y suministrarla al motor eléctrico. También destaca de estas plantas propulsoras los sistemas de recuperación de energía que permiten cargar las baterías durante el funcionamiento del motor aprovechando la energía cinética de elementos en movimiento.

Las unidades híbridas han ido evolucionando a lo largo del tiempo siendo la tendencia general incrementar el tamaño y los requerimientos de potencia de la unidad eléctrica. Una primera clasificación de manera preliminar se puede hacer en torno a la potencia suministrada por el motor eléctrico. Así, podemos encontrar:

- Vehículos *micro-hybrid* (μ HEV): Tienen un motor eléctrico de unos 5 kW cuya misión es únicamente ayudar en el arranque al MCI y recuperar energía en el frenado. Su factor de hibridación es entre el 5 y el 10 %
- Vehículos *mild-hybrid* (MHEV): La potencia del motor eléctrico oscila entre 7 y 15 kW. Su función es hacer de arranque para el MCI y en ocasiones aporta par a las ruedas motrices, aunque jamás aporta por sí mismo toda la potencia motriz. También permiten recuperación de energía de frenado. Tienen un factor de hibridación de entre el 10 y el 30 %.
- Vehículos *full-hybrid* (FHEV): El motor eléctrico suministra más del 25 % de la potencia motriz del vehículo, con motores de entre 30 y 50 kW. Permiten que únicamente el motor eléctrico pueda propulsar el vehículo a regímenes de carga bajos.

Atendiendo ya no a la potencia del motor eléctrico, sino a cómo se conjugan la unidad de potencia eléctrica y el MCI podemos tener diversas configuraciones:

- Serie: Mediante esta configuración el MCI se encarga de recargar las baterías y el motor eléctrico consume energía de estas baterías para mover las ruedas motrices del vehículo. Se permite de este modo una reducción del tamaño del motor térmico con las consecuentes reducciones de consumo y peso. Existen también configuraciones en las cuales el grupo MCI-generador alimenta directamente al motor eléctrico. Esta configuración presenta la ventaja de tener una alta autonomía, por tener un MCI con un consumo de combustible muy bajo que recarga durante su uso las baterías. Por contra tiene demasiados elementos

de transformación de energía mecánica a eléctrica y viceversa, con todas las ineficiencias que conllevan.

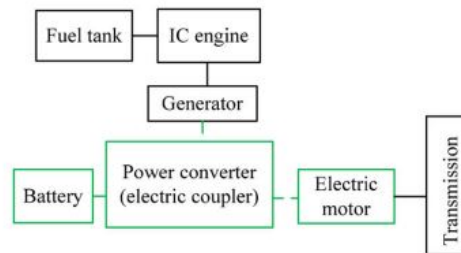


Figura 2.22: Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido en serie. Fuente: [19]

- Paralelo: En esta configuración tanto el motor eléctrico como el MCI pueden suministrar potencia a las ruedas motrices, puesto que ambos están acoplados al eje motriz. Una ventaja que tiene esta configuración con respecto a la configuración en serie es que los elementos motrices consumen menos potencia por sí mismos, con lo cual las pérdidas electromecánicas son menores. Sin embargo son menos adecuados para una conducción con paradas frecuentes, como se da por ejemplo en escenarios de conducción urbana. Por contra, el MCI no lleva asociado un generador que permita recargar baterías.

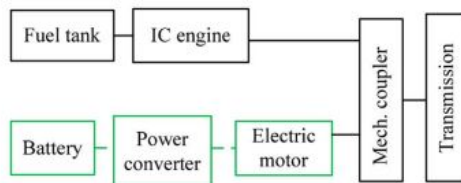


Figura 2.23: Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido en paralelo. Fuente: [19]

- Serie-Paralelo: Esta configuración busca conjugar las bondades de las configuraciones serie y paralelo. Permite tanto que el MCI suministre potencia a las ruedas motrices como que recargue las baterías y alimente al motor eléctrico.

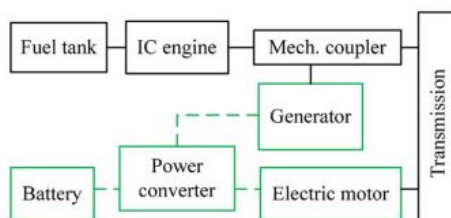


Figura 2.24: Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido en serie-paralelo. Fuente: [19]

- Enchufables o *plug-in* (PHEV): Son una variante serie-paralelo en la cual la carga de batería se puede producir mediante el generador asociado al MCI o mediante la conexión a la red eléctrica (de ahí su nombre). También cuentan con recuperación de la energía del frenado. Son los que poseen mayor autonomía total de todos los expuestos, aunque la autonomía puramente eléctrica es baja.

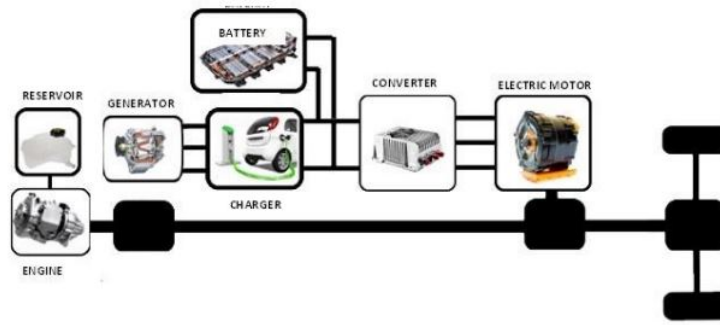


Figura 2.25: Esquema del funcionamiento de un vehículo híbrido enchufable. Fuente: [22]

Los fabricantes han implementado en vehículos comerciales todas las alternativas expuestas, cada una con sus ventajas y desventajas que también se han explicado. De cara al futuro, parece que la variante constituida por los híbridos enchufables (PHEV) cobra pujanza sobre todas las demás, por el bajo consumo de combustible y por la comodidad de poder cargar baterías utilizando la red eléctrica doméstica.

A pesar de que una comparativa entre las diferentes familias de motores híbridos no es objeto de este estudio, sí se ofrece a continuación algunas conclusiones sobre los resultados obtenidos por Yuhan Huang et al. [7], que realizó un completo experimento con dos vehículos diferentes, cada uno en su versión convencional e híbrida, en tres rutas diferentes (cada una de diferentes características) manteniendo los mismos perfiles de velocidad con las variantes convencional e híbrida.

En primer lugar, en la Figura 2.26 se muestra la comparativa de emisiones de CO_2 (izquierda) y de consumo de combustible (derecha). Atendiendo únicamente a las barras correspondientes a “CV” y “HV” correspondientes a los modelos convencionales e híbridos, respectivamente, se aprecia de manera contundente cómo tanto las emisiones de dióxido de carbono como el consumo de combustible disminuye, para las dos familias de vehículos y para las tres rutas experimentadas.

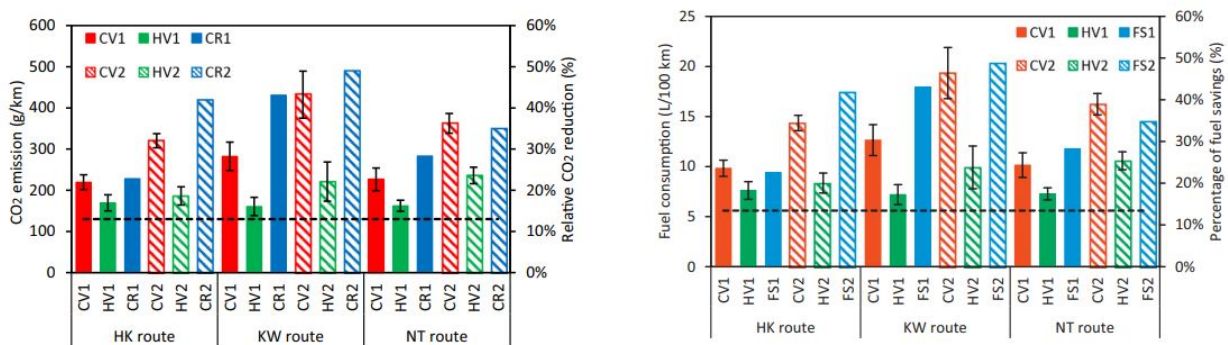


Figura 2.26: Comparativa de emisiones de CO_2 (izquierda) y consumo de combustible (derecha) para dos vehículos, cada uno en sus variantes convencional e híbrida para tres rutas diferentes. Fuente: [7]

Ahora vamos a atender a las emisiones contaminantes que se encuentran en la Figura 2.27. Se muestran: emisiones de monóxido de carbono (izquierda), hidrocarburos sin quemar (centro)

y óxidos de nitrógeno (derecha). Observando estos resultados es donde vemos la problemática de los motores híbridos con respecto a los convencionales y la motivación del presente trabajo. Para los dos modelos de vehículos y en las tres rutas, las emisiones de CO aumentan sustancialmente con respecto al modelo convencional, mientras que las de HC se mantienen similares y únicamente se reducen las emisiones de NO . Esto se debe mayoritariamente a las constantes transiciones entre la operación térmica y la eléctrica del motor que provocan el enfriamiento del catalizador de tres vías. De ahí la importancia de optimizar el transitorio de arranque en frío que nos ocupa.

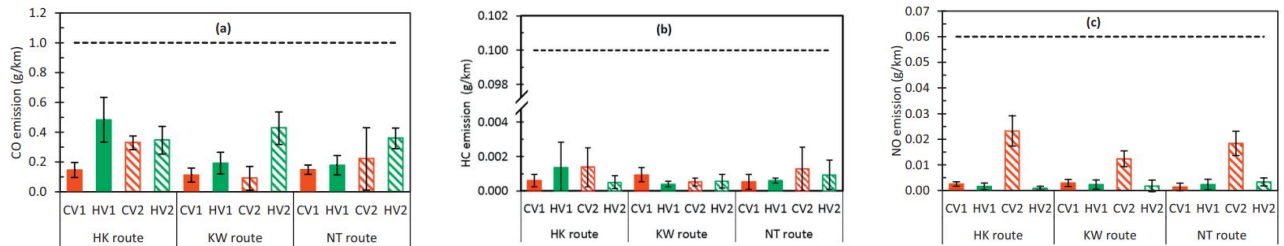


Figura 2.27: Comparativa de emisiones de CO (izquierda), HC (centro) y NO (derecha) para dos vehículos, cada uno en sus variantes convencional e híbrida para tres rutas diferentes. Fuente: [7]

Capítulo 3

Herramientas y Metodología

3.1. Sala de Ensayos

En primer lugar, como se ha ido mencionando a lo largo del capítulo anterior, el MCI de estudio se trata de un motor de encendido provocado, turbosobrealimentado, con cuatro cilindros dispuestos en línea y que dispone de GDI y de VVA. Sus características constructivas se detallan en la Tabla 3.1:

Parámetro	Valor	Unidad
Cilindrada (V_D)	1300	cm ³
Carrera (S)	81.2	mm
Diámetro pistón (D)	72	mm
Relación de compresión (Π_c)	10.6:1	-
Número de cilindros (n)	4	-
Potencia máxima (N_{max})	117	kW

Tabla 3.1: Parámetros constructivos del MEP de estudio

Este motor ha sido puesto en funcionamiento en una sala de ensayos ampliamente dotada de instrumentación para emular su operación y posteriormente tener una amplia cantidad de datos para postprocesar, de manera que se puedan lograr los objetivos del estudio presente: minimizar el tiempo de calentamiento del TWC para que la reacción química de disociación de gases nocivos como NO_x y CO se produzca lo antes posible y estas emisiones queden reducidas al máximo, al tiempo que se minimizan también los hidrocarburos sin quemar.

A lo largo de este capítulo se va a exponer en detalle la instrumentación de la sala de ensayos, así como los diferentes sistemas de adquisición de datos presentes y sus características; también se van a exponer las herramientas informáticas utilizadas para postprocesar estos datos, y brevemente el funcionamiento interno de la algoritmia implementada para obtener las variables de interés y resolver el ciclo termodinámico. También se va a exponer el plan de ensayos que se ha llevado a cabo y la metodología de análisis de resultados, que serán expuestos en el siguiente capítulo.

3.1.1. Instrumentación

Denominamos instrumentación a todos los equipos presentes en la sala que permiten la obtención de todo tipo de datos en tiempo real del funcionamiento del motor. Podemos distinguir el núcleo del banco motor que contiene todos los elementos que participan activamente en el ciclo: Por un lado tenemos las pipas de admisión y de escape, el motor por sí mismo, el grupo turbocompresor, el catalizador de tres vías, el filtro y el silenciador.

Además de este núcleo, tenemos una serie de elementos auxiliares que sin participar directamente en el ciclo son imprescindibles para el correcto funcionamiento del banco motor. Entre ellos se encuentran: depósito de combustible y bomba, analizador de gases que se encuentra a la entrada y a la salida del TWC, unidad de control electrónico (ECU) que actúa sobre el cilindro, dinamómetro para conocer el régimen de revoluciones instantáneo y un circuito de agua para refrigeración del motor. Se ofrece un esquema de la sala de ensayos en la Figura 3.1 en el que se ilustran todos los elementos que se han ido mencionando hasta ahora.

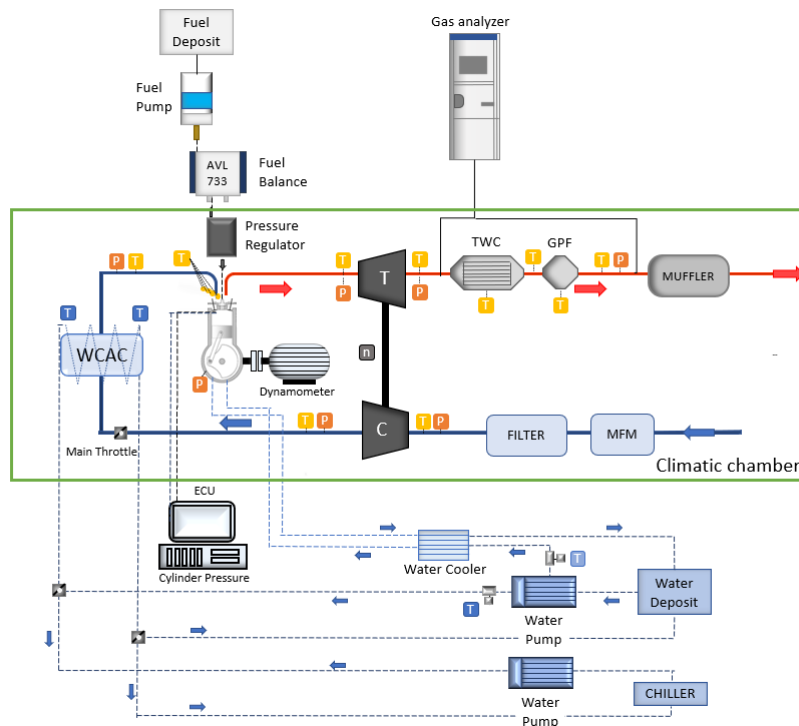


Figura 3.1: Esquema de instrumentación de la sala de ensayos.

En la Figura 3.1 no solo están presentes los elementos de la sala, sino también su sensorización. Como se puede apreciar, en el núcleo del banco motor se han dispuesto sensores de presión en: entrada y salida de compresor, pipa de admisión, interior de cilindro, entrada y salida de turbina y salida de TWC, por orden de circulación de gases. Del mismo modo, también se han dispuesto sensores de temperatura en: entrada y salida de compresor, elementos de refrigeración, pipa de admisión, en cada una de las bujías, entrada y salida de turbina, interior y salida del TWC y finalmente interior y salida del filtro de partículas del escape.

Sensores de presión

Sensor de tipo piezorresistivo (la resistencia de un semiconductor varía debido a deformaciones causadas por presión) que se utiliza para registrar las variaciones de presión con una frecuencia de muestreo muy elevada. En casi todas las estaciones de la sala se utiliza el *Kistler 4045*, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 3.2 y para las medidas en el interior del cilindro, se coloca en la bujía el sensor *AVL ZI33*, con especificaciones en la Tabla 3.3



Parámetro	Valor	Unidad
Rango de medida	[0,50]	(bar)
Frecuencia	180	(kHz)
Rango de calibración	[1,5]	(mA)

Figura 3.2: Apariencia del sensor de presión *Kistler 4045* Tabla 3.2: Resumen de especificaciones del sensor de presión *Kistler 4045*



Parámetro	Valor	Unidad
Rango de medida	[0,200]	(bar)
Frecuencia	150	(kHz)
Sensitividad	11	(pC/bar)

Figura 3.3: Apariencia del sensor de presión *AVL ZI33* Tabla 3.3: Resumen de especificaciones del sensor de presión *AVL ZI33*

Sensores de temperatura

Se utilizan dos tipos:

- Los termopares aprovechan el principio de la diferencia de potencial que se produce entre dos metales diferentes según la temperatura entre ambos. Uno de ellos es la “referencia” y el otro el “punto caliente”. Tienen una exactitud más que razonable para su bajo coste.
- Las termorresistencias, por otro lado, miden variaciones de resistencia de un conductor y según la tensión entre los bornes se puede determinar la temperatura mediante una función matemática.

Sonda lambda

La sonda lambda es un dispositivo fundamental en el control de la combustión. Fue incorporado por primera vez en los 70 de la mano de VOLVO. En la sala de ensayos se dispone de dos de estas sondas, colocadas aguas arriba y aguas abajo del TWC. La redundancia tiene dos objetivos: el primero es calcular el AFR relativo o λ y el segundo es monitorizar el funcionamiento del catalizador midiendo la diferencia de concentración de oxígeno aguas arriba y aguas abajo.

Su principio de funcionamiento se basa en medir diferencias de presión parcial de oxígeno con respecto de la atmósfera. De este modo se puede obtener el AFR relativo o λ . Está comunicada con la ECU de manera que ésta procesa los datos en tiempo real enviados por la sonda lambda y ajusta el dosado en función de los requerimientos.

Codificador angular

Transductor que convierte la posición angular instantánea en una señal digital. En este caso, se ubica en el dinamómetro (ver Figura 3.1) y está fabricado por *Kistler* al igual que los de presión. En este caso es el *Crank Angle Encoder Type 2613B*, cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 3.4. Además, este codificador en concreto se puede configurar a frecuencias de muestreo de 0.2 y 0.5° de cigüeñal.



Figura 3.4: *Kistler Crank Angle Encoder Type 2613B*

Parámetro	Valor	Unidad
Rango de medida	[0,20000]	(rpm)
Exactitud dinámica	+0.02	(deg)
Tensión de entrada	5	(V)

Tabla 3.4: *Kistler Crank Angle Encoder Type 2613B*

Caudalímetro

Mide el caudal másico o volumétrico de aire trasegado por el motor. Se utiliza en este caso el modelo *AVL Flowsonix Air*. Su principio de funcionamiento se basa en propagar dos pulsos de ultrasonidos: uno en dirección del aire y otro en su contra. De este modo comparando los resultados se puede determinar la masa de aire por unidad de tiempo



Parámetro	Valor	Unidad
Rango de medida	[0,2600]	(kg/h)
Tiempo de respuesta	<10	(ms)
Incertidumbre de medida	1 %	(-)
Consumo energético	25	(W)

Figura 3.5: Caudalímetro *AVL FlowsoniX Air* Tabla 3.5: Especificaciones del caudalímetro *AVL FlowsoniX Air*

Balanza de combustible

Proporciona medidas de consumo instantáneo de combustible a partir de los diferenciales de peso que se producen en el depósito de combustible a medida que éste se consume. Se utiliza el sensor *AVL 733S* cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 3.6:



Parámetro	Valor	Unidad
Capacidad	1.8	(kg)
Frecuencia de medida	10	(Hz)
Incertidumbre de medida	0.12 %	(-)
Consumo energético	40	(W)

Figura 3.6: Balanza *AVL 733S*

Tabla 3.6: Especificaciones de la balanza *AVL 733S*

3.1.2. Sistemas de adquisición de datos

Presentes en la sala de ensayos y asociados a toda la instrumentación expuesta previamente se dispone de tres sistemas de adquisición complementarios. La superposición de los tres ofrece todo el abanico de variables necesario para un postprocesado completo que permita extraer conclusiones relevantes. Algunas variables son redundantes y se adquieren por varios de los sistemas disponibles para poder suplir una mala lectura. Estos tres sistemas de adquisición son: PUMA, INCA y LABVIEW. Estos sistemas no sólo permiten la adquisición de datos, sino que además interactúan bien con la ECU o bien con el operador de la sala para evitar la operación del motor en condiciones indeseadas.

PUMA

Se trata de un *software* que además de adquirir datos para su procesado, ofrece información de variables en tiempo real al operador de la sala y control sobre ciertas variables. Ofrece una interfaz gráfica en la que el operador selecciona el punto de operación en cuanto a régimen de giro y carga y le permite seleccionar las variables de visualización.

Además de esto, calcula otras variables inmediatas en tiempo real con datos obtenidos por los instrumentos de medida. Permite la programación de alertas sobre variables sin actuación sobre el motor y de paradas de emergencia cuando la variable alcanza valores preocupantes.

El sistema PUMA es el sistema de adquisición que más variables maneja: prácticamente la totalidad de los sensores de presión y temperatura (a excepción de los del interior del cilindro), régimen del motor, carga, consumo instantáneo de combustible a través de la balanza, caudal másico de aire a través del caudalímetro y también presiones y temperaturas del circuito de refrigeración. Su frecuencia de funcionamiento es la más baja de los tres, por debajo de 20Hz.

Además de la adquisición de datos, PUMA permite el control de los sistemas auxiliares: el arranque y parada del motor o el llenado de la balanza de combustible.

INCA

Es el acrónimo de *Integrated Calibration and Application Tool*, este sistema que controla todo lo relacionado con la ECU del motor, es decir, todas las variables que la ECU monitoriza en tiempo real para ajustar el funcionamiento del motor al punto de operación. Entre ellas se encuentra el régimen de giro, dosado, la mariposa de admisión, el punto de encendido, la actuación variable de válvulas...

También ofrece una interfaz de usuario que dispone de una pantalla para especificar las variables que se desean controlar, sus valores consigna y si se desea controlar por la ECU o bypassar por LabVIEW; y otra pantalla en la que se comprueba la correcta regulación de las variables mediante un *trigger*. La frecuencia del INCA es variable según qué parámetros de motor trata oscilando entre las 10 y las 100 muestras por segundo

LabVIEW

Acrónimo de *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*, este sistema se utiliza para parámetros que requieren de una resolución mayor, como la presión de cada cilindro que permite obtener la ley de liberación de calor de la combustión. Ofrece 3600 muestras por cada ciclo, lo que es lo mismo que una muestra cada 0.2°

Permite, además realizar un bypass de control sobre algunas variables correspondientes a INCA y controlarlas de forma más flexible, dado que LabVIEW posibilita imponer un perfil determinado a las variables durante el transitorio de arranque, cosa que no es posible con INCA. Ejemplo de estas variables son: el instante de encendido, la mariposa de admisión y el VVA.

Las variables que se han obtenido con este sistema han sido: presiones instantáneas de los cuatro cilindros, así como de las pipas de admisión y escape, MAPO (*Maximum Amplitude Pressure Oscillation*), variable clave para evaluar el riesgo de picado y la ley de liberación de calor de cada cilindro gracias a las presiones instantáneas junto con los CA10, CA50 y CA90, instantes angulares en los que se libera el 10, 50 y 90% de calor según una ley de liberación aparente que despreja pérdidas de calor en la cámara de combustión y deformaciones mecánicas.

3.2. Software de análisis

3.2.1. MATLAB para el análisis del transitorio de arranque

MATLAB es el acrónimo de *Matrix Laboratory* o laboratorio de herramientas. Surgió con el objetivo de facilitar la manera de tratar vectores de datos y matrices y ha evolucionado para convertirse además, en un software matemático que incorpora rutinas y funciones siendo muy versátil a la hora de graficar resultados.

En este caso, se ha utilizado de manera principal para aglutinar toda la información procedente de los sistemas de adquisición. En caso de diferencias en el tiempo de inicio de los ensayos por parte de dichos sistemas, se ha utilizado para enfatizar las variables y que todas estén referenciadas al mismo instante temporal.

Por otro lado, se han hecho algunos cálculos sobre las variables obtenidas como puede ser el rendimiento volumétrico, las fracciones molares de las emisiones, la densidad de la mezcla instantánea, presiones medias efectiva e indicada, potencia efectiva y el consumo específico BSFC.

El uso de MATLAB continua con el graficado de todas las variables de interés del transitorio de arranque, como pueden ser grado de carga y régimen de giro, temperaturas de salida del motor y de entrada en el TWC, caudal másico de aire trasegado, emisiones nocivas o caída de temperatura en el TWC.

Finalmente, también se ha utilizado esta herramienta para intercambiar datos con CALMEC, que se expondrá a continuación. En primera instancia, los datos procedentes de los ensayos que CALMEC toma como *input* reciben el formato necesario en MATLAB. De igual manera, toma los *outputs* de CALMEC y grafica entre otros el desglose energético que se mostrará posteriormente en Resultados.

3.2.2. CALMEC para el análisis de la combustión

CALMEC se trata de una herramienta de *software* interna del Centro de Motores Térmicos (CMT) para el análisis de combustiones en base a datos de presión de cilindro. Los objetivos de su uso han sido calcular la ley de liberación de calor y las transferencias de calor internas del motor.

Su esquema de funcionamiento viene gráficamente explicado en la Figura 3.7: toma datos de variables medias e instantáneas del motor a través de los sistemas de adquisición explicados en la sección anterior. Posee una base de datos con una caracterización exhaustiva del motor, tanto geométrica como termodinámica que se utiliza para resolver la combustión y que el usuario extraiga las variables de interés.

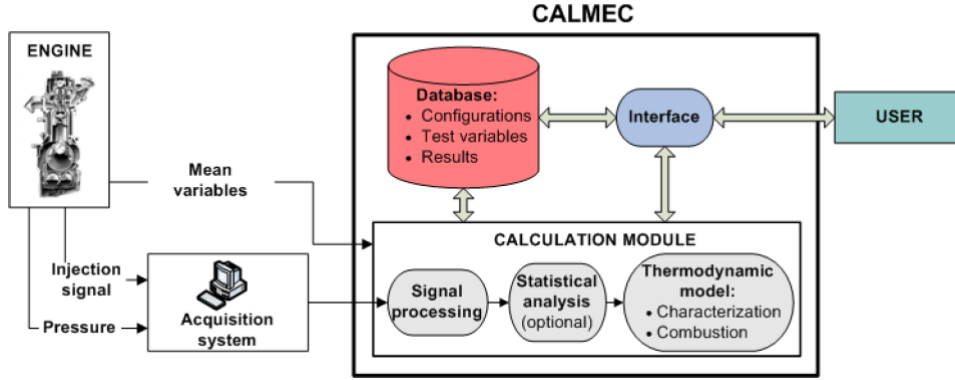


Figura 3.7: Esquema de funcionamiento de CALMEC

Las variables mínimas requeridas para la resolución son: carga y régimen de revoluciones, flujos máxicos de aire y combustible, temperatura y presión en las pipas de admisión y escape y temperatura en el refrigerante.

CALMEC utiliza los datos de presión de cilindro y aplica tanto un promediado como un filtrado para reducir el ruido de medida. Emplea análisis estadístico que permite detectar problemas en la adquisición, caracterizar la dispersión cíclica y detectar problemas de inyección y encendido.

Aplica un modelo nodal de transmisión de calor de alta temperatura de manera que se obtienen balances energéticos y temperaturas en las paredes, así como transmisiones de calor entre fluidos y paredes que nos serán especialmente útiles en este trabajo. El modelo de transmisión de calor lleva asociado internamente un modelo de Woschni.

La ecuación de transmisión convectiva de calor a las paredes de cilindro, pistón y culata corresponde con la Ecuación 3.1, donde Q_W hace referencia al calor transmitido, h_W al modelo de Woschni, A son las áreas de transmisión de calor y T las temperaturas, los subíndices g , cul , cil y pis hacen referencia al gas, culata, cilindro y pistón respectivamente.

$$Q_W = h_W [A_{pis}(T_g - T_{pis}) + A_{cul}(T_g - T_{cul}) + A_{cil}(T_g - T_{cil})] \quad (3.1)$$

El modelo de Woschni empleado viene dado por la Ecuación 3.2, donde D es diámetro del pistón, p , T y V son presión, temperatura y volumen; C_{W1} y C_{W2} son los coeficientes de Woschni; c_m es la velocidad lineal media del pistón, $c_u = D\pi N_t$ siendo N_t la velocidad de giro del torbellino del *swirl* en revoluciones por segundo. Por último el subíndice CA hace referencia a *Crank Angle*; es decir, valores en función de la posición angular

$$h_W = 1,3 \cdot 10^{-2} \cdot D^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \left[C_{W1}c_m + C_{W2}c_u + C_2 \frac{VT_{CA}}{P_{CA}V_{CA}}(p - p_0) \right]^{0,8} \quad (3.2)$$

Por otro lado, otra de las funcionalidades de CALMEC de la que se ha hecho uso es del balance energético, el modelo implementado viene dado por la Ecuación 3.3, en la que \dot{m} es

flujo másico, \dot{H} son flujos de entalpías, N son potencias, \dot{Q} son flujos de calor y los subíndices f , e , a , ref , oil , g , ci y ext hacen referencia respectivamente al combustible, valor efectivo, valor accesorio, refrigerante, aceite, gas de escape, inquemados, y ambiente.

$$\dot{m}_f H_f = N_e + N_a + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{oil} + \dot{H}_g + \dot{H}_{ci} + \dot{Q}_{ext} \quad (3.3)$$

Finalmente, en la Figura 3.8 se ofrecen algunas muestras de la interfaz de CALMEC y de los parámetros para su configuración. Los ejemplos corresponden con las configuraciones de motor y de fluido.

The screenshot displays the CALMEC software interface for configuring a motor and fluid. It is divided into two main sections: Motor configuration (left) and Fluid configuration (right).

Motor Configuration (Left Panel):

- Nombre: Arrastres_OK
- Motor: 100_ciclos_camis_3600
- Fecha: 16/02/2022
- Instrumentación: H13_turbo
- Fluidos: RNO_s8_OK

Cylinder Parameters Table:

	Cilindro	Cilindro	Cilindro	Cilindro
Total gap	219,225	39,224	-320,803	-140,784
Mechanical deformation coeffi	3,27	3,554	3,372	3,43
Woschni coefficient Cw ₁	3,635	3,567	3,338	3,618
Woschni coefficient Cw ₂	2,138	2,098	1,963	2,129
Relación compresión offset	10,267	10,34	10,372	10,335

Fluid Configuration (Right Panel):

- Nombre de la configuración: RNO_s8_OK
- Fecha de la configuración: 06/02/2018
- Comentarios: [Empty field]

Combustible (Fuel) Section:

- Número de combustibles: 1
- Tipo: GASOLINA
- Fracción másica: 1
- Relación O/C: 0,017
- Relación H/C: 1,676
- Masa molar: 114,23 g/mol
- Poder calorífico inferior: 42790 kJ/kg
- Densidad: 690 kg/m³

Quemados estequiométricos (Stoichiometric Combustion):

- Masa molar: 28,4 g/mol

Aire (Air) Section:

- Masa molar: 28,97 g/mol
- Fracción másica de O₂: 0,21

Aceite (Oil) Section:

- Grado SAE: 10W-30
- Viscosidad a 40°C: [Empty field] cSt
- Viscosidad a 100°C: [Empty field] cSt
- Viscosidad HTHS: [Empty field] cP

Figura 3.8: Ejemplos de configuración del motor que entran a CALMEC, a la izquierda del motor y a la derecha del fluido

3.3. Plan de ensayos

En cuanto al plan de ensayos para la obtención de todos los datos deseados de manera que se encontrase el perfil óptimo para el transitorio de arranque al tiempo que se hallase una estrategia de control adecuada, se ha iterado con los siguientes elementos:

- Temperatura ambiente para evaluar el efecto de la inercia térmica y la mayor transmisión convectiva de calor por tener una menor temperatura de pared. Las temperaturas de los ensayos varían entre -10°C , 0°C y 25°C
- Instante de encendido para hallar el correcto compromiso entre una mayor temperatura de los gases de escape sin que éste produzca un deterioro de la combustión. Los instantes de encendido con los que se ha trabajado han sido: -10° , -20° y -25°
- Estrategia de control que se ha llevado a cabo de manera paralela utilizando diferentes estrategias para mantener las condiciones óptimas en el motor y el perfil deseado de régimen de giro y carga.

La metodología para los ensayos ha consistido en tomar pseudo-estacionarios que sean representativos de puntos del transitorio de arranque para el análisis de combustión con CALMEC. De aquí se determinan algunos resultados como el balance energético de la combustión, la entalpía de los gases de escape y un desglose de pérdidas térmicas. Posteriormente se han tomado directamente los transitorios, y se han graficado las variables de mayor interés con MATLAB. El comportamiento del motor durante estos transitorios de arranque en frío se justificará debidamente con los resultados obtenidos en los pseudo-estacionarios anteriores al tiempo que se explicará la evolución de las estrategias de control durante las iteraciones.

Los puntos representativos para el pseudoestacionario se deben tomar justificadamente según los transitorios de arranque en frío ensayados. En estos transitorios se mantiene un régimen de revoluciones entre 1500 y 1800 rpm, mientras que para la carga durante los primeros 30s se establecen 10 Nm, a partir de ahí se produce un escalón hasta los 35 Nm que llega hasta el final del ensayo, como se muestra la Figura 3.9. Así las cosas, parece claro que los puntos de motor para el análisis pseudo-estacionario de la combustión han de ser tomados a 10 y 35 Nm, con un régimen de giro en torno a las 1500 rpm.

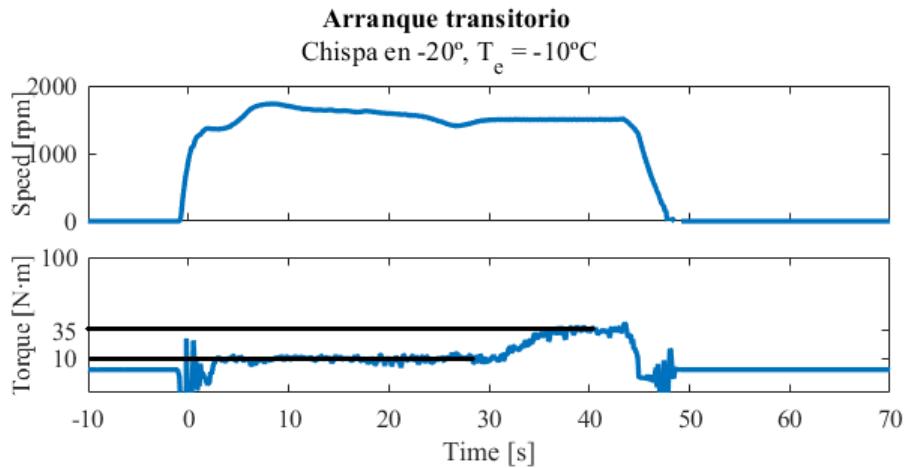


Figura 3.9: Ejemplo de transitorio de arranque en frío

En cuanto a la estrategia de control empleada para mantener las condiciones deseadas durante el transitorio de arranque, se han impuesto actuaciones de mariposa y gasto de combustible, puesto que la sonda lambda no permitía regular bien este trasiego durante los primeros instantes del transitorio y se optó por imponer esta variable.

Capítulo 4

Resultados y discusión

4.1. Análisis de pseudo-estacionarios

Como ya se ha comentado en el capítulo anterior, en primer lugar se han tomado puntos representativos del transitorio de arranque y se han realizado ensayos estacionarios en esos puntos de funcionamiento en el banco motor. El objetivo de estos ensayos es por un lado conocer el balance energético de la combustión para determinar el porcentaje de potencia que se convierte en indicada, la entalpía de los gases de escape y de los inquemados. Por otro lado también se ha hecho un desglose del calor transmitido a las paredes (pistón, cilindro y culata). El balance energético se ha hecho tanto en términos absolutos como relativos para tener disponible la mayor cantidad de información.

En cuanto a los puntos de operación, se han tomado como ya se ha comentado dos regímenes de carga diferentes: 10 Nm y 35 Nm, manteniendo en todos los ensayos un régimen de revoluciones entre 1500 y 1800 rpm. Para cada uno de los dos puntos se han ensayado tres temperaturas: -10°C , 0°C y 25°C y con cada una de las temperaturas se han ensayado tres instantes de encendido: -10° , -20° y -25° .

4.1.1. Punto Motor 10 Nm

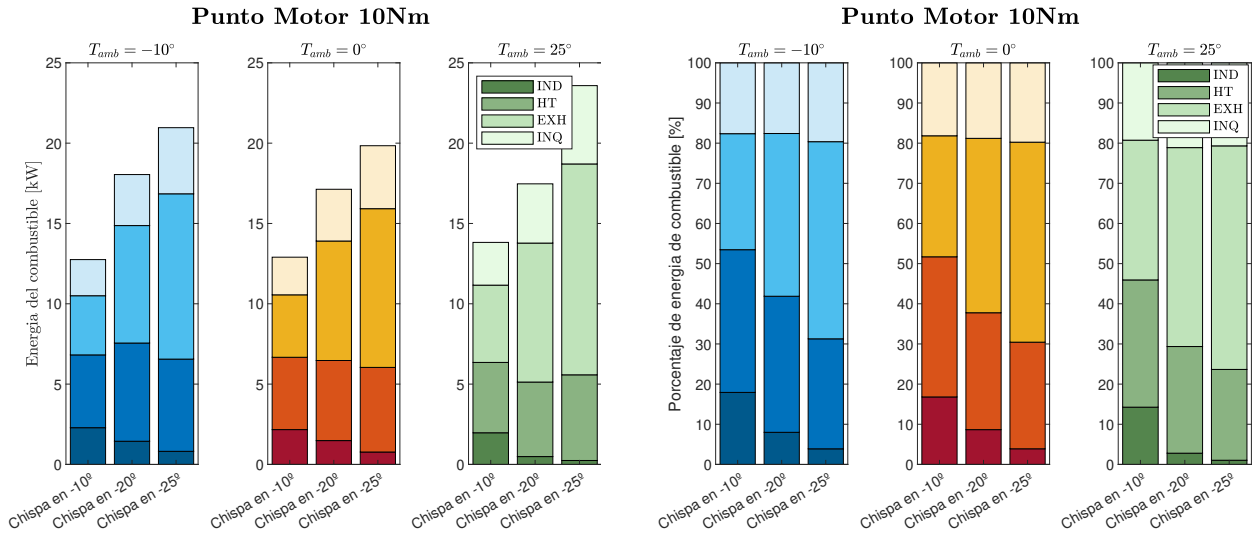


Figura 4.1: Balance de potencia del motor con carga de 10Nm. Términos absolutos (izquierda) y términos relativos (derecha)

T_{amb}	Balance de energía absoluto [kW]								
	$-10^{\circ}C$			$0^{\circ}C$			$25^{\circ}C$		
Spark	-10°	-20°	-25°	-10°	-20°	-25°	-10°	-20°	-25°
Flujo entálpico inquemados	2.250	3.176	4.116	2.344	3.223	3.920	2.662	3.688	4.876
Flujo entálpico gases de escape	3.684	7.313	10.291	3.888	7.439	9.881	4.811	8.652	13.128
Flujo de calor transferido	4.532	6.115	5.742	4.501	4.986	5.267	4.379	4.639	5.333
Potencia Indicada	2.286	1.442	0.814	2.168	1.484	0.773	1.971	0.488	0.245
	Balance de potencia relativo [%]								
Flujo entálpico inquemados	17.642	17.599	19.634	18.167	18.804	19.756	19.256	21.111	20.324
Flujo entálpico gases de escape	28.888	40.523	49.092	30.133	43.428	49.804	34.805	49.532	55.671
Flujo de calor transferido	35.539	33.886	27.390	34.895	29.107	26.546	31.683	26.560	22.615
Potencia Indicada	17.930	7.992	3.885	16.805	8.661	3.894	14.256	2.796	1.039

Tabla 4.1: Balance de potencia del motor con carga de 10Nm.

De manera preliminar, observando tanto la Figura 4.1 como la Tabla 4.1 se pueden extraer una serie de conclusiones:

- La entalpía de los gases de escape aumenta siempre al retrasar el encendido. Además, esta tasa de aumento es mayor cuanto mayor es la temperatura ambiente.
- Del mismo modo, la potencia indicada disminuye de manera irremediable al retrasar encendido. En términos relativos esta reducción es además muy significativa.
- El flujo de calor transmitido en términos relativos disminuye al retrasar el encendido. Esto ocurre porque al iniciar el encendido el gas ya ha comenzado a expandir y su presión y temperatura se han visto reducidas, causando que la temperatura final al terminar la combustión sea más baja y consecuentemente se reduzca la transmisión de calor a las paredes.
- La entalpía de los inquemados aumenta ligeramente en términos relativos. Las temperaturas más bajas en el cilindro originan velocidades de combustión más bajas y la llama se apaga a mayores distancias de la pared en comparación con casos en que la chispa está más adelantada.

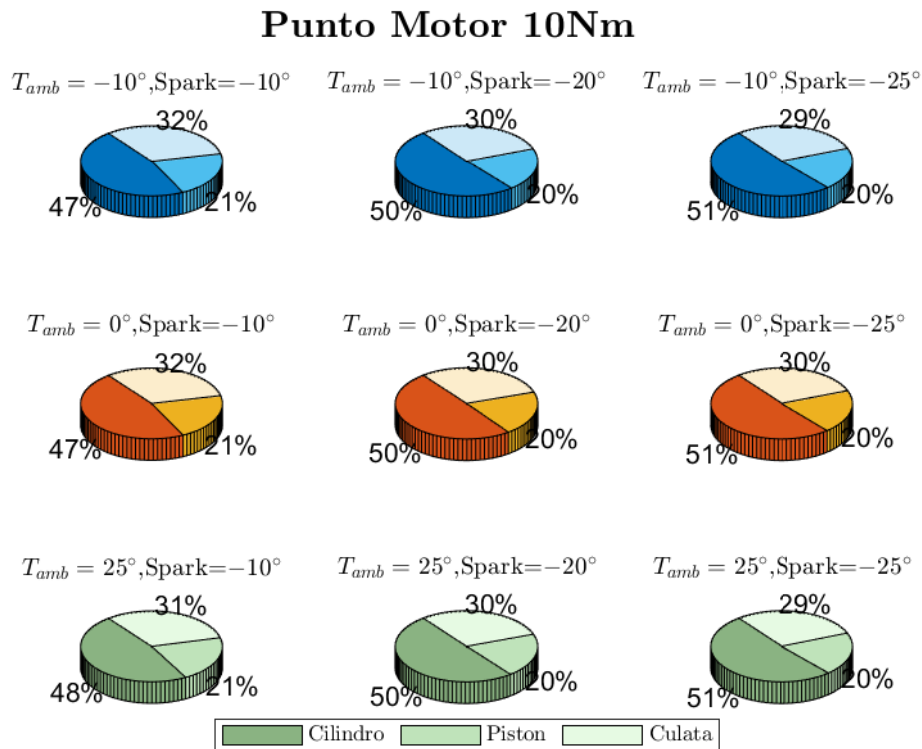


Figura 4.2: Pérdidas por transmisión a las paredes de cilindro, pistón y culata en ensayos a 10 Nm

En cuanto a las pérdidas por transmisión de calor a las paredes, la mayor parte de calor (la mitad del total) se transmite de la cámara de combustión a las paredes del cilindro, mientras que el resto del calor transmitido por orden de relevancia fluye hacia la culata y hacia el pistón. El único cambio que se produce entre ensayos a diferentes condiciones y de manera muy sutil es que conforme se retrasa la chispa, disminuye la cantidad de calor transmitido a la culata y

aumenta el transmitido al cilindro. Se debe de nuevo a que al haber comenzado ya la expansión y el gas está expandiendo, la superficie de transmisión de calor entre gas y cilindro es mayor, favoreciendo un mayor intercambio convectivo de calor.

4.1.2. Punto Motor 35 Nm

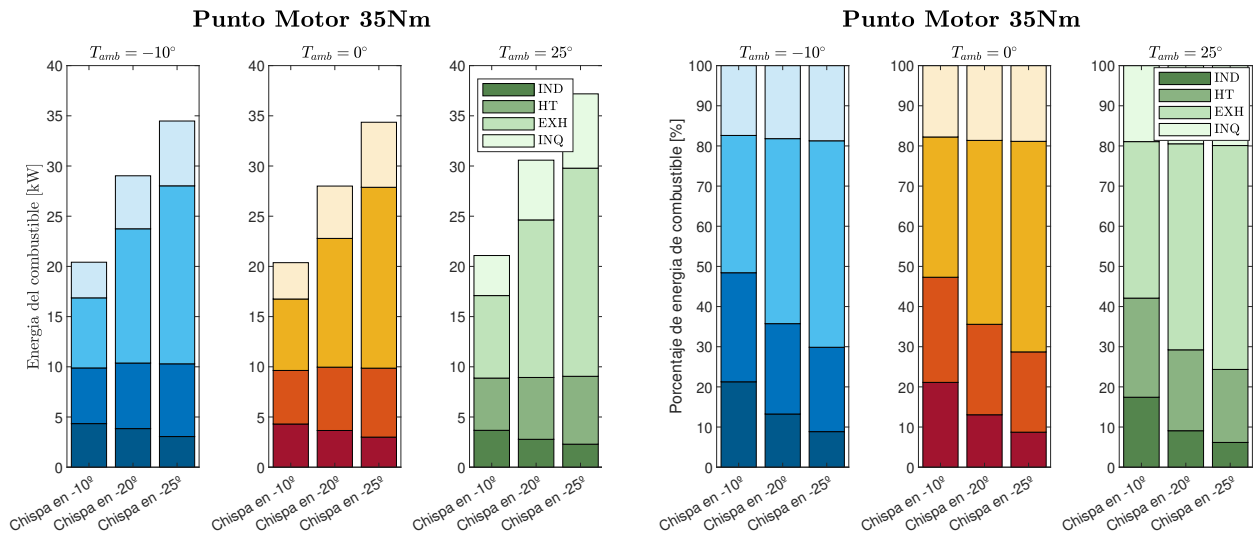


Figura 4.3: Balance de potencia del motor con carga de 35Nm. Términos absolutos (izquierda) y términos relativos (derecha)

T_{amb}	Balance de energía absoluto [kW]								
	$-10^{\circ}C$			$0^{\circ}C$			$25^{\circ}C$		
Spark	-10°	-20°	-25°	-10°	-20°	-25°	-10°	-20°	-25°
Flujo entálpico inquemados	3.550	5.279	6.455	3.620	5.214	6.479	3.991	5.954	7.402
Flujo entálpico gases de escape	6.981	13.371	17.729	7.116	12.824	18.016	8.216	15.691	20.732
Flujo de calor transferido	5.545	6.531	7.244	5.334	6.308	6.869	5.204	6.161	6.761
Potencia Indicada	4.342	3.844	3.053	4.302	3.656	2.996	3.673	2.777	2.292
	Balance de potencia relativo [%]								
Flujo entálpico inquemados	17.389	18.188	18.720	17.770	18.621	18.855	18.928	19.467	19.905
Flujo entálpico gases de escape	34.189	46.067	51.418	34.929	45.797	53.434	38.969	51.306	55.751
Flujo de calor transferido	27.158	22.502	21.001	26.183	22.527	19.991	24.682	20.146	18.181
Potencia Indicada	21.264	13.244	8.855	21.118	13.055	8.720	17.422	9.081	6.165

Tabla 4.2: Balance de potencia del motor con carga de 35Nm.

Para los ensayos que se produjeron a 35 Nm y cuyos resultados pseudo-estacionarios se muestran en la Figura 4.3 como la Tabla 4.2 aplican las mismas conclusiones que en el caso de ensayos a 10 Nm

- La entalpía de los gases de escape aumenta siempre al retrasar el instante de encendido, tanto en términos absolutos como en relativos.
- Al igual que sucedía a 10 Nm, la potencia indicada disminuye siempre que se retrasa el encendido; sin embargo, en términos relativos, la cantidad de energía extraída del combustible se traduce en más potencia indicada a 35 Nm.
- De nuevo disminuye el flujo de calor transmitido con el retraso del encendido. Una diferencia con los ensayos a 10 Nm es que menos potencia relativa al total se transmite a las paredes.
- En este caso, la entalpía de los inquemados varía incluso menos que a 10 Nm, impidiendo extraer condiciones significativas.

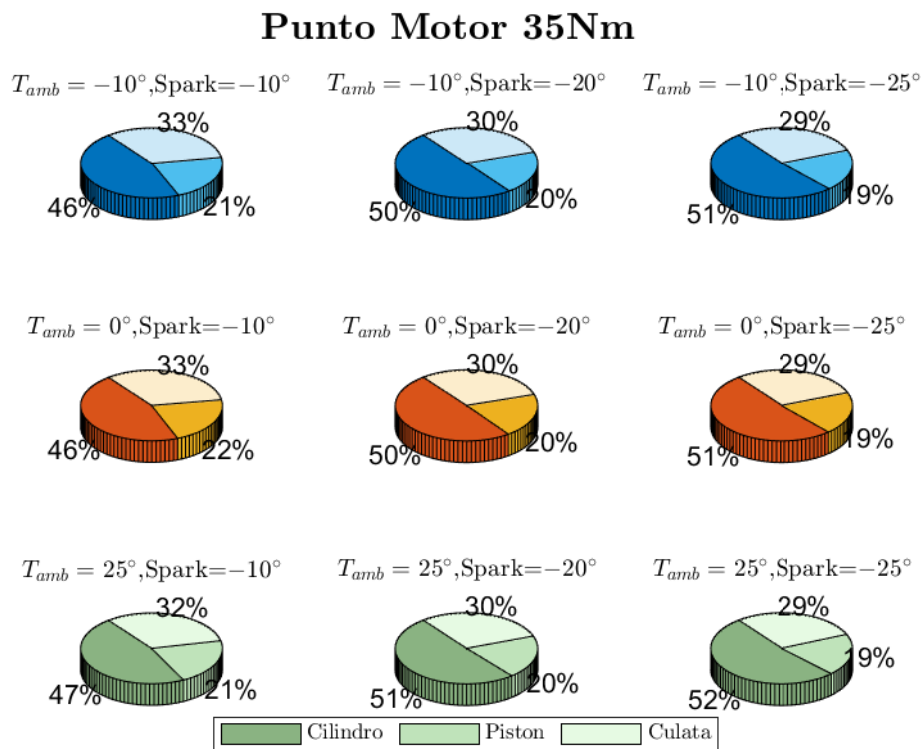


Figura 4.4: Pérdidas por transmisión a las paredes de cilindro, pistón y culata en ensayos a 35 Nm

Respecto al desglose de calor transmitido a las paredes mostrado en la Figura 4.4, se extraen exactamente las mismas conclusiones que con los ensayos a 10 Nm: a medida que se retrasa el encendido para cualquier temperatura ambiente disminuye la cantidad de calor transmitida a la culata y aumenta la transmitida al cilindro, mientras que el calor transmitido al pistón no sufre variaciones significativas.

4.2. Análisis de transitorios de arranque en frío

En cuanto a los transitorios de arranque en frío, la cantidad de ensayos realizados ha sido muy grande, puesto que para mismas condiciones de temperatura y chispa se llevaban a cabo varios ensayos con diferentes estrategias de control para optimizar el transitorio. Un ejemplo de todos los ensayos realizados para una misma condición se ofrece en la Figura 4.5

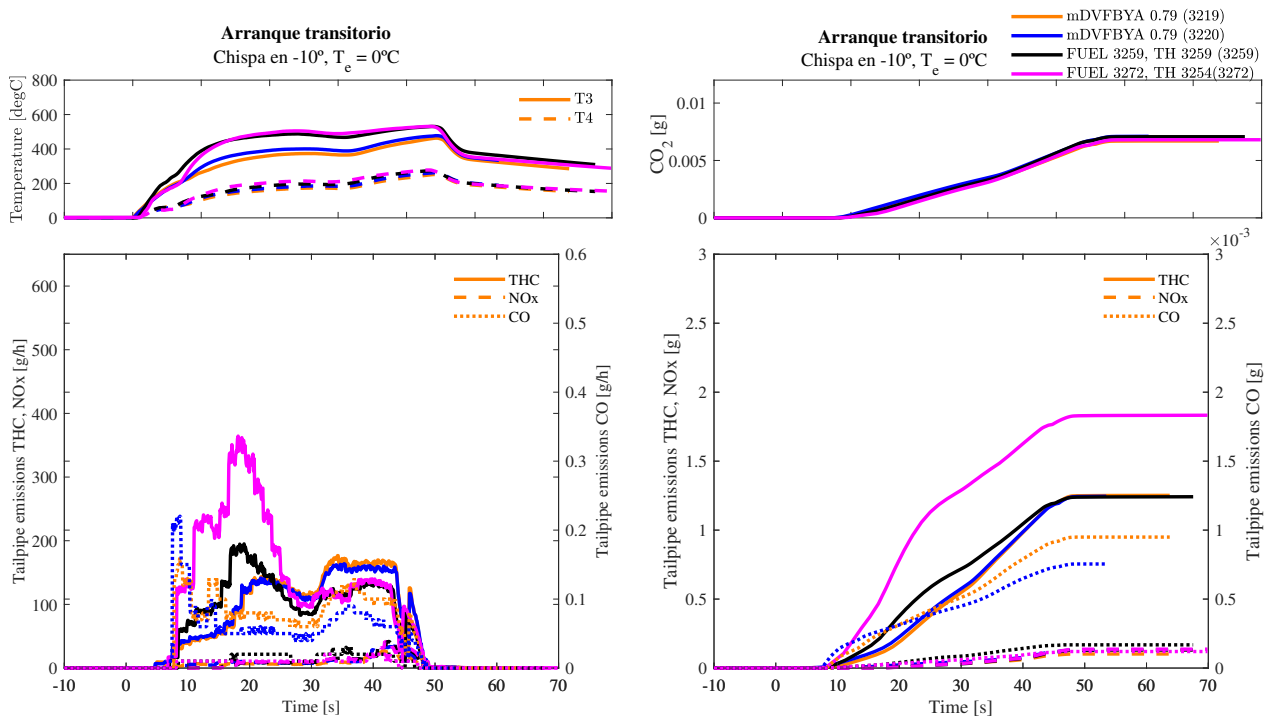


Figura 4.5: Ejemplo de arranque transitorio con diferentes estrategias de control

Si nos detenemos en la Figura 4.5. La leyenda nos indica que tenemos dos ensayos con una estrategia de control y dos con otra diferente. Esta estrategia de control aplica a la apertura de la mariposa de admisión y a la lambda, y los perfiles de esas dos variables son determinantes para el desarrollo del transitorio de arranque. En el caso de la primera estrategia, *mDVFBYA* hace referencia a un factor de corrección que aplica a la lectura de la sonda lambda pero permite que actúe el control de la ECU sobre el dosado y la mariposa. En la segunda estrategia de control directamente se impone un vector temporal para la cantidad de combustible inyectada y la mariposa de manera manual a través del INCA y no se permite actuar sobre estas variables a la ECU. Generalmente durante todos los ensayos, se ha conseguido alcanzar mayores temperaturas con la segunda estrategia porque se ha garantizado la estequiometría en el dosado. En este ensayo concreto ocurre lo mismo, las temperaturas más altas se alcanzan con la estrategia de control manual. Sin embargo, en el caso de la última serie de datos (FUEL 3272 TH 3254) se indujo de manera indeseada una zona de dosado enriquecido que repercutió en un incremento sustancial de emisiones de THC. Esto nos permite afirmar que la última serie de datos es la que consideramos óptima para esta condición.

Como se ve en la Figura 4.5 los resultados del transitorio son muy sensibles a la estrategia

de control empleada que aplica tanto a la mariposa de admisión como a la lambda, lo que ha resultado en una abrumadora cantidad de ensayos realizados. Para el objeto de este trabajo, se va a obviar el proceso de optimizar el transitorio y se van a mostrar en este capítulo únicamente los ensayos optimizados o en su defecto dos estrategias de control para explicar las diferencias que se producen. Para mostrar los resultados, la manera de proceder va a ser la siguiente:

1. Se va a tomar el punto de temperatura más restrictivo (el más frío) a -10°C y se van a mostrar los ensayos que se producen a esta temperatura ambiente con los tres instantes de encendido (-10° , -20° y -25°), de manera que se pueda apreciar cómo afecta el retraso del encendido al transitorio de arranque a una misma temperatura
2. De manera análoga, se va a tomar el instante de encendido que mejor compromiso proporciona a priori entre entalpía de gases de escape y combustión (el encendido en -20°) y se van a mostrar los ensayos con este encendido a las tres temperaturas ambiente (-10°C , 0°C y 25°C), de manera que se pueda apreciar como afecta la temperatura ambiente al transitorio de arranque manteniendo fijo el instante de encendido

Para cada uno de los ensayos expuestos, se van a mostrar dos gráficos, cada uno pudiendo contener una o dos series de datos, dependiendo de la cantidad de ensayos realizados. En el caso de que haya dos series cada una va a corresponder con una estrategia de control diferente. En el caso de tener ensayos realizados en más de una ocasión se van a escoger las series de datos de manera que en el mismo ensayo se puedan apreciar las dos configuraciones que proporcionan un mejor y un peor resultado en términos de emisiones, de manera que se manifieste la diferencia entre ellos y permita exponer sendas estrategias de control. La información contenida en cada uno de los dos gráficos va a ser respectivamente:

- Temperatura a la salida del motor (T_3) y a la entrada del TWC (T_4) en $[\text{C}]$ y tasa de formación de emisiones nocivas en $[\text{g/h}]$.
- Acumulado de emisiones de CO_2 y de emisiones nocivas en $[\text{g}]$

4.2.1. Ensayos a $T_{amb} = -10^{\circ}\text{C}$

Chispa en -10°

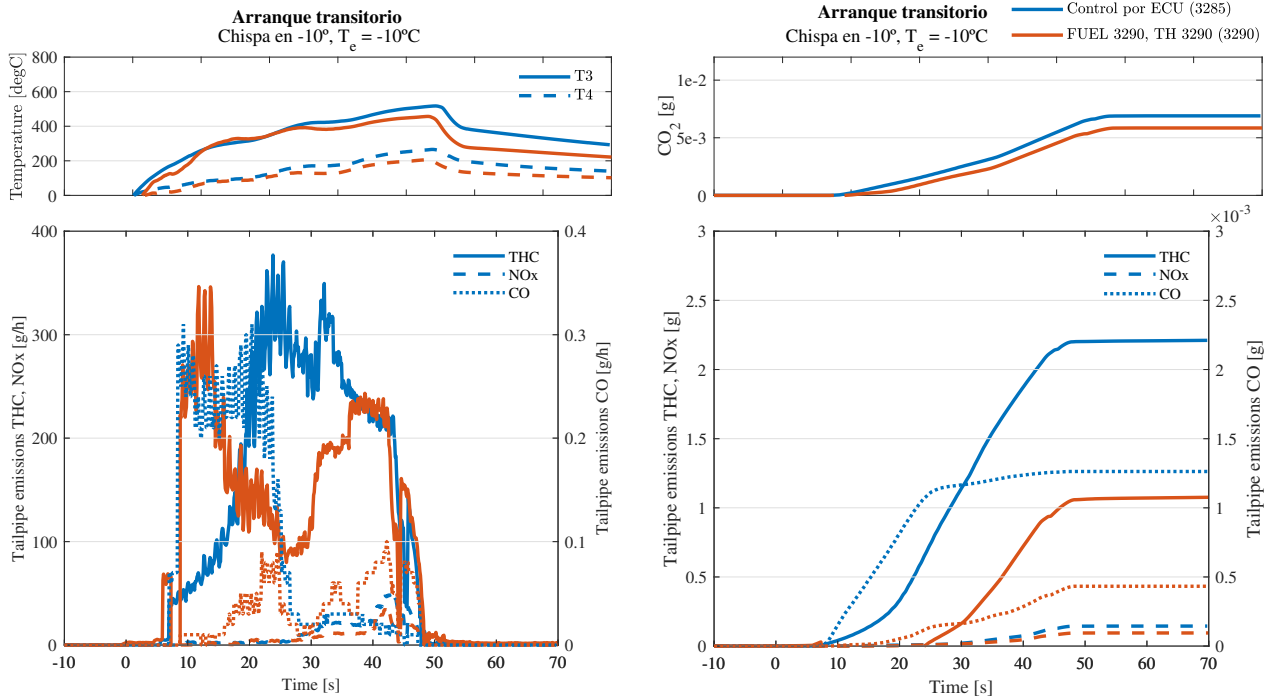


Figura 4.6: Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^{\circ}\text{C}$ y $Spark = -10^{\circ}$

Chispa en -20°

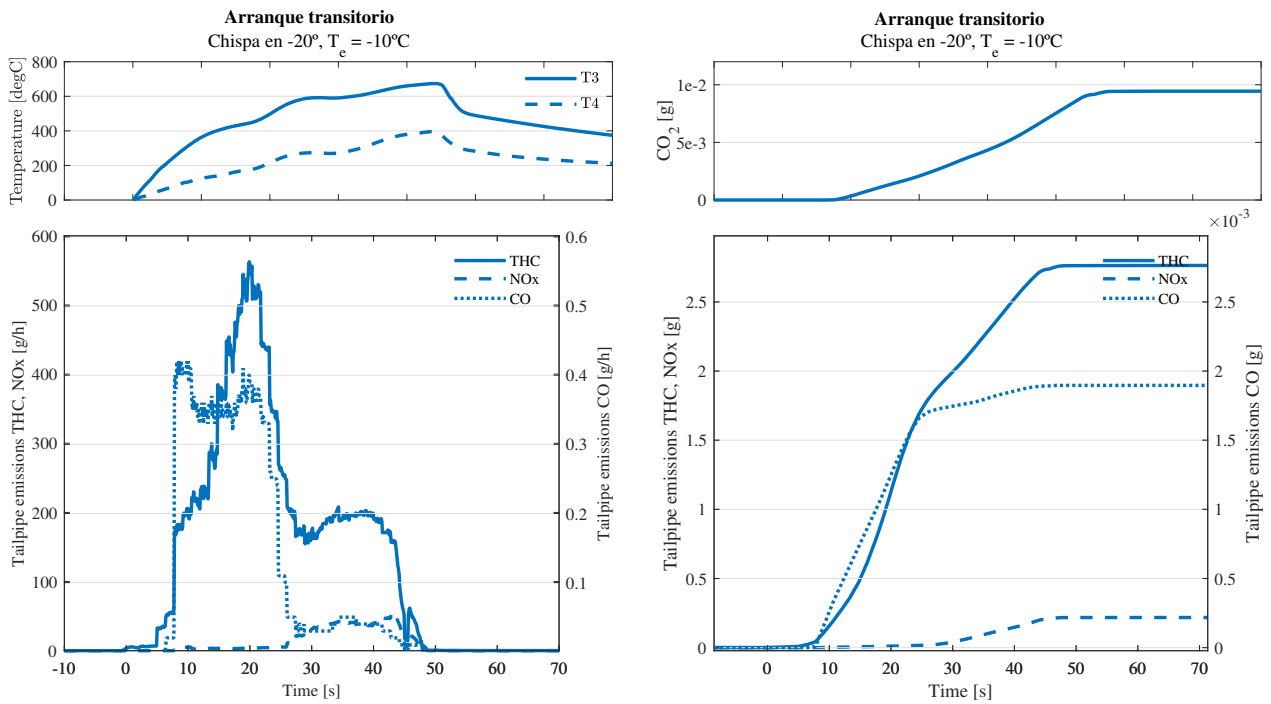


Figura 4.7: Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^\circ\text{C}$ y $Spark = -20^\circ$

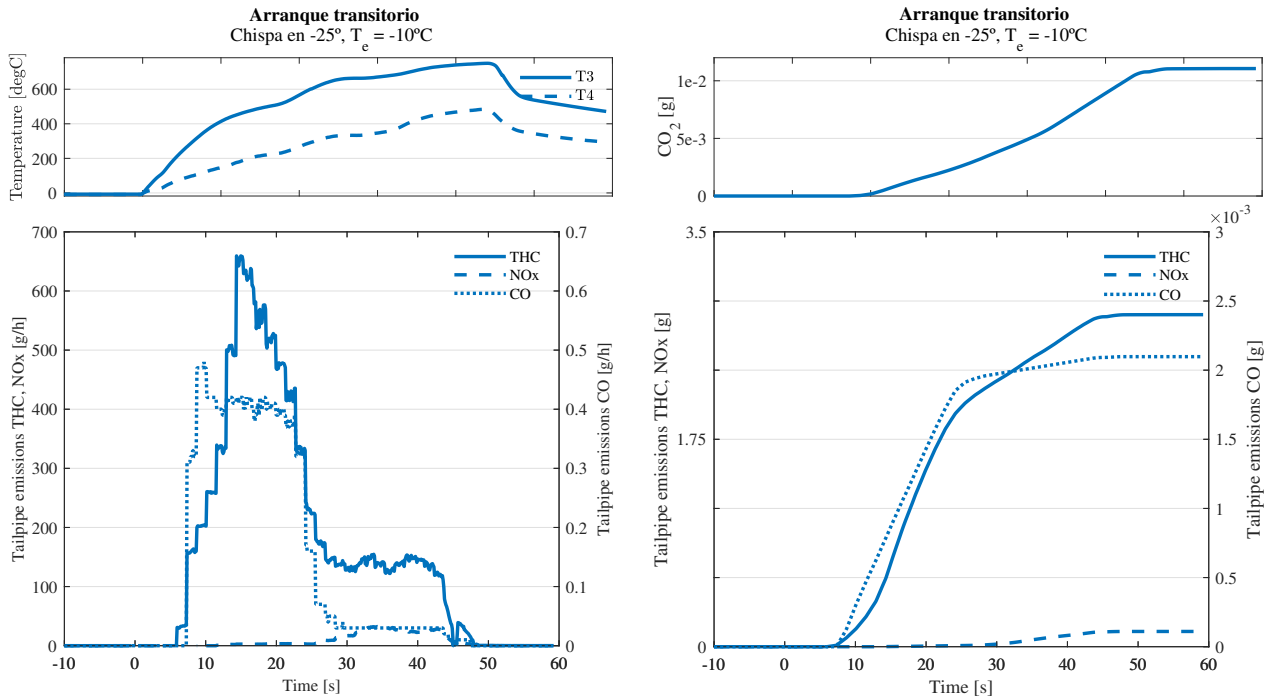
Chispa en -25° 

Figura 4.8: Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^\circ\text{C}$ y $Spark = -25^\circ$

Lo primero que se puede observar conforme se retrasa el encendido manteniendo constante la temperatura ambiente es como el incremento de temperatura en el TWC se acelera debido a una mayor entalpía en los gases de escape. Este efecto se previó correctamente con los pseudo-estacionarios. De hecho una constante que se daba en estos ensayos bajo todas las circunstancias era que la entalpía de los gases de escape aumentaba siempre al retrasar el encendido (ver Figuras 4.1 y 4.3).

Otro efecto que se produce y que también resulta curioso es que en el ensayo con el encendido retrasado a -10°CAD , siendo los perfiles de temperatura del catalizador similares, las emisiones acumuladas al final del transitorio son mucho más importantes en el caso del control por ECU que en el caso del control manual. Esto es debido a que en el control por ECU se inducía un pico de lambda rica que resulta en una cantidad excesiva de HC y CO que el TWC no puede abatir por no haber suficiente oxígeno.

Se va a hacer hincapié en el tiempo que le toma al catalizador alcanzar los 200°C (temperatura de activación del catalizador), vamos a denotar este instante por $t_{TWC=200^\circ\text{C}}$ y en la Tabla 4.3 se muestra su orden de magnitud para los tres instantes de encendido. Es particularmente llamativo como a partir de esta temperatura, la tasa de formación de emisiones nocivas decae de manera muy notoria (Figuras 4.6, 4.7 y 4.8 inferior izquierda).

	Spark=-10°	Spark=-20°	Spark=-25°
$t_{TWC=200^{\circ}C}$	<30s	<20s	<15s
THC [g]	<2.5	>2.5	<2.5
NOx [g]	≈ 0.25	≈ 0.25	<0.25
CO [g]	<0.5	<2	>2
CO ₂ [g]	>0.005	≈ 0.01	>0.01

Tabla 4.3: Tiempo que le toma al TWC alcanzar los 200°C para los tres instantes de encendido y emisiones acumuladas al final del transitorio de arranque

Sin embargo, también resulta llamativo cómo a pesar de que la temperatura del catalizador tiene el comportamiento esperado, es decir, una rampa de temperatura más agresiva conforme se retrasa el encendido; la formación de emisiones no se reduce, e incluso aumenta en el caso del CO. Esto se debe a que la calidad de la combustión empeora significativamente y las emisiones nocivas del motor aumentan. Otra causa prevista en los pseudo-estacionarios es que la reducción en el rendimiento indicado requiere que el motor introduzca más cantidad de aire y combustible para satisfacer la demanda de par. Esto tiene dos consecuencias: la primera es un aumento en emisiones de CO₂ y la segunda un aumento de emisiones nocivas que el catalizador no es capaz de abatir.

4.2.2. Ensayos a $Spark = -20^{\circ}$

$$T_{amb} = -10^{\circ}C$$

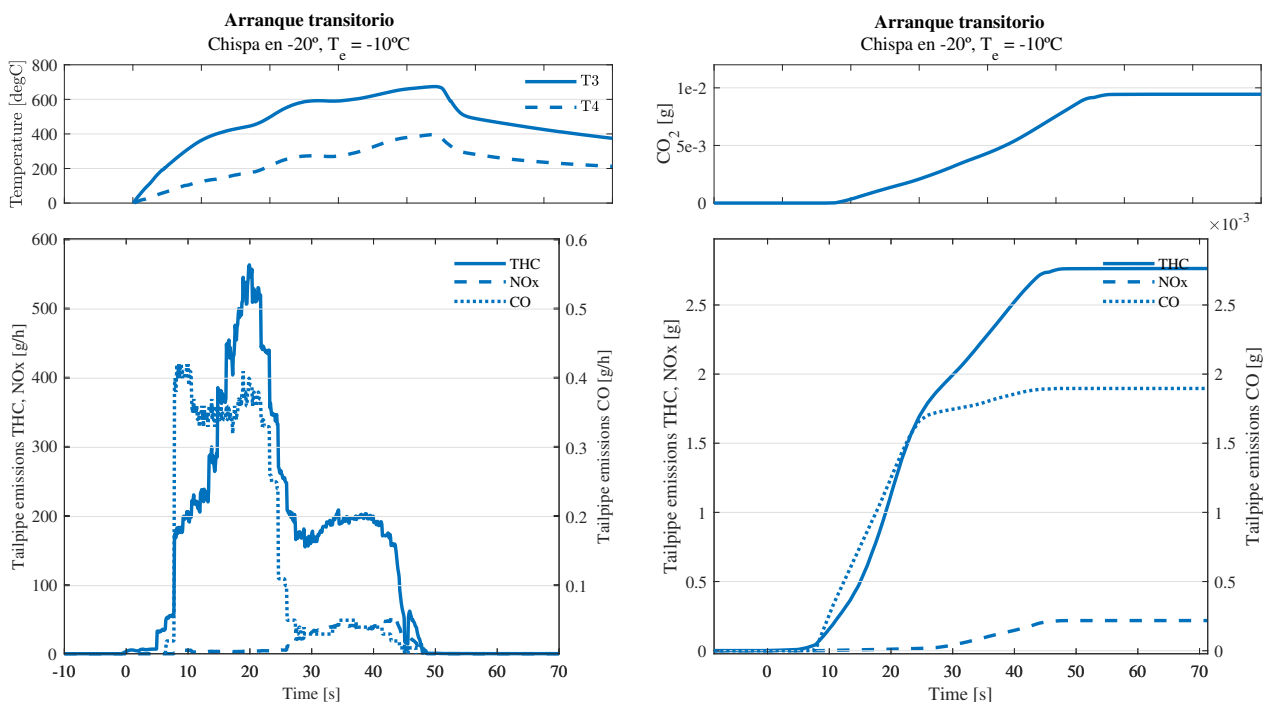


Figura 4.9: Arranque transitorio con $T_{amb} = -10^{\circ}C$ y $Spark = -20^{\circ}$

$$T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$$

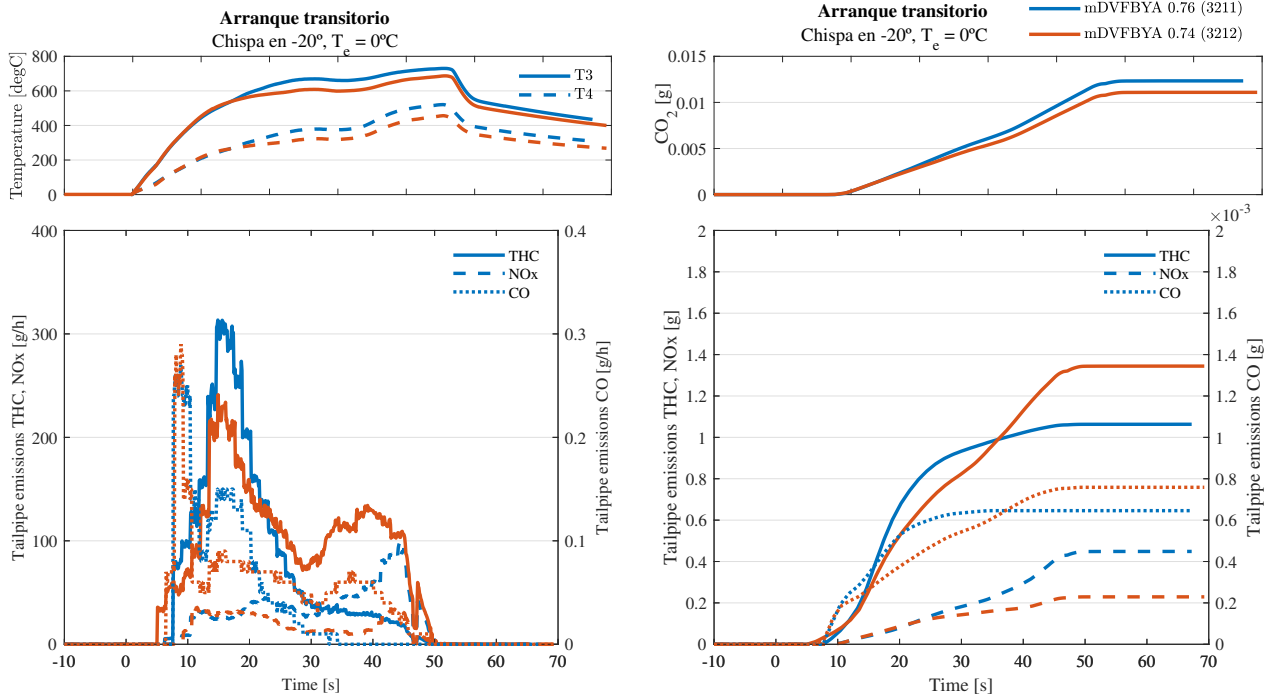


Figura 4.10: Arranque transitorio con $T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$ y $Spark = -20^{\circ}$

$$T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$$

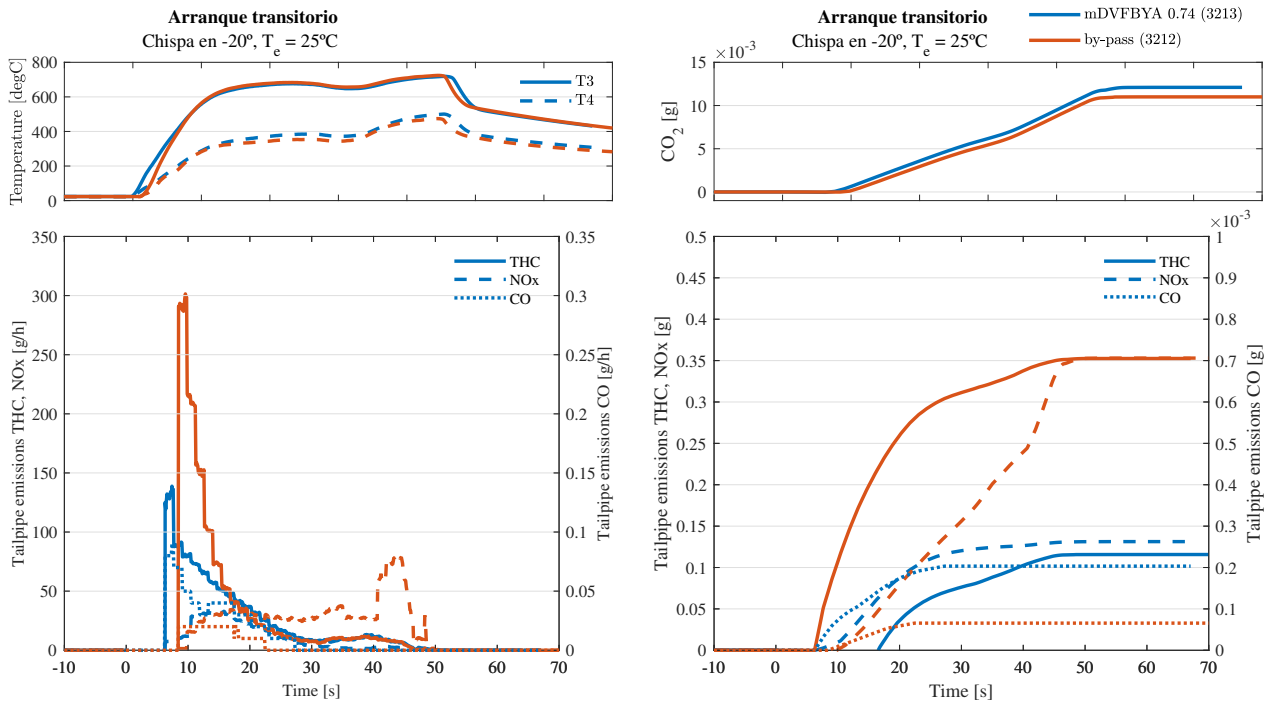


Figura 4.11: Arranque transitorio con $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ y $Spark = -20^{\circ}$

En este caso, de nuevo se puede observar un efecto análogo al observado anteriormente. Al mantener constante el instante de encendido y realizar variaciones en la temperatura ambiente de la sala, de nuevo la rampa de temperatura de los gases a la entrada del TWC se hace más agresiva conforme aumenta la temperatura ambiente, algo que puede resultar una obviedad.

En este caso, como no varía el instante de encendido y consecuentemente no se compromete la calidad de la combustión como se hacía en el caso anterior, sí que se manifiesta cómo al llegar antes el TWC a su temperatura de operación las emisiones nocivas se reducen significativamente, provocando una correlación directa entre el tiempo hasta los 200°C ($t_{TWC=200}$) y las emisiones que se muestra en la Tabla 4.4.

	$T_{amb}=-10^{\circ}$	$T_{amb}=0^{\circ}$	$T_{amb}=25^{\circ}$
$t_{TWC=200^{\circ}\text{C}}$	<20s	$\approx 10\text{s}$	<10s
THC [g]	>2.5	>1	>0.1
NOx [g]	≈ 0.25	≈ 0.2	<0.15
CO [g]	<2	>0.6	≈ 0.2
CO ₂ [g]	≈ 0.01	>0.01	>0.01

Tabla 4.4: Tiempo que le toma al TWC alcanzar los 200°C para las tres temperaturas ambiente manteniendo constante el instante de encendido y emisiones acumuladas al final del transitorio de arranque

Capítulo 5

Conclusiones

En este capítulo se van a abordar las conclusiones de este trabajo, tanto a nivel de su ejecución y del cumplimiento de los objetivos planteados al inicio, como a nivel técnico del tema tratado: el estado actual de los motores híbridos, la problemática con sus emisiones y la técnica propuesta para tratar de resolverlo.

En primer lugar, en la vertiente de la ejecución de trabajo, al principio del mismo se plantearon una serie de objetivos. Estos objetivos eran teóricos, experimentales y de análisis. Tras la realización de este trabajo y a lo largo de toda su ejecución y redacción se han adquirido una serie de conocimientos y competencias que permiten afirmar que los objetivos propuestos han sido satisfechos:

- A nivel teórico, se ha detallado el funcionamiento de un MCIA y sus tipos y se ha hecho lo propio con las unidades de potencia híbridas. Se ha explicado el principio de funcionamiento de un catalizador de tres vías y las diferentes estrategias de reducción de emisiones. También se ha expuesto adecuadamente la problemática de los vehículos híbridos con las emisiones contaminantes y se ha planteado una estrategia para resolverla.
- A nivel experimental se ha tratado la sensorización de un MEP en un banco motor, se han expuesto las partes e instrumentos de dicho banco, y se han realizado ensayos tanto estacionarios como transitorios que proporcionan información necesaria y suficiente para el estudio que se ha realizado.
- A nivel análisis, se ha hecho uso de diferentes herramientas para tratar todos los datos procedentes de los ensayos. Se han comprendido las variables que juegan un papel importante y en base a ellas se han mostrado los resultados.

Ahora vamos a detenernos en el estudio realizado y a aportar una serie de conclusiones sobre el mismo. El *leit motiv* a lo largo de todo el trabajo ha sido abordar la gran problemática que poseen las unidades de potencia híbridas: aunque permiten una reducción bastante significativa de consumo de combustible y de emisiones de dióxido de carbono, aumentan las catalogadas como emisiones contaminantes (NO_x, CO y HC) debido a que las sucesivas transiciones entre motor térmico y eléctrico no permiten al catalizador de tres vías que emplean operar a su temperatura óptima de funcionamiento.

Se ha ensayado una estrategia en un MEP con vista a la reducción de estas emisiones en motores híbridos consistente en retrasar el instante de encendido hasta un punto cercano a la apertura de la válvula de escape. De este modo se busca aumentar la entalpía de los gases de escape para que el TWC entre antes en temperatura, en detrimento de la calidad de la combustión.

El parámetro protagonista ha sido el instante de encendido, cuyo retraso se ha ensayado a: -10° , -20° y -25° . También se ha hecho uso de la sala de ensayos climática para tomar como parámetro la temperatura ambiente, de la cual se han tomado otras tres: -10°C , 0°C y 25°C . Las variables de interés han sido: temperatura a la salida del motor (T_3) y a la entrada del TWC (T_4), emisiones nocivas tanto instantáneas en $[g/h]$ como su acumulado en $[g]$, y emisiones de CO_2 .

El estudio estacionario de la combustión elaborado con CALMEC ha permitido elocubrar algunas hipótesis y posteriormente ha servido para explicar y validar los comportamientos que se han mostrado en los transitorios de arranque en frío. En estos estacionarios se demostraba como la estrategia de retrasar el encendido cumplía el objetivo de aumentar la entalpía de los gases de escape, pero también reducía sustancialmente la potencia indicada transmitida y aumentaba la cantidad de inquemados, lo cual eran consecuencias no deseadas que debían entrar en compromiso con el aumento de entalpía de gases de escape.

Finalmente, lo verdaderamente revelador ha sido el estudio de los transitorios de arranque en frío, donde aunque se ha probado que a temperaturas ambientes más cálidas, las emisiones son ínfimas en comparación con las generadas en ambientes más fríos, el hecho de retrasar el encendido en general no es tan beneficioso como se sospechaba a priori. A pesar de que en efecto se ha conseguido el objetivo inicial de hacer más agresivo el perfil de calentamiento del TWC, permitiendo que entre antes en su ventana de funcionamiento; las consecuencias para la combustión son demasiado perjudiciales como para dar esta estrategia por válida, puesto que el deterioro de la combustión y la generación de emisiones nocivas asociada a dicho deterioro no se ve compensado por la mejora de funcionamiento del TWC.

No se deberían dar las conclusiones de este trabajo por terminadas sin tratar el paradigma tecnológico en el que se encuentra la propulsión de vehículos. Dicho paradigma es de evolución de los motores térmicos tradicionales a otras alternativas que permitan satisfacer los requisitos en materia climática de la actualidad. Una de esas alternativas es la exploración de otros combustibles, que no es objeto de este estudio. La otra alternativa es la electrificación.

La electrificación supone un cambio de paradigma importante, puesto que implica un cambio de arquitectura. En el caso de los motores eléctricos, además de la evidente supresión de emisiones procedentes de la combustión se produce una gran simplificación mecánica. A nivel de prestaciones, la propulsión eléctrica para turismos presenta una amplia gama de ventajas, entre las que destacan: reducción de ruido y vibraciones, mayor par motor y menor coste por kilómetro recorrido. Otra ventaja notoria es el menor coste de mantenimiento asociado al vehículo eléctrico.

Hasta ahora, la lacra a la que se enfrentan los vehículos eléctricos es la escasa densidad energética de sus baterías, aunque su autonomía cada vez se asemeja más a la de los vehículos de combustión. Otro problema de carácter logístico es la red de estaciones de recarga. No debemos olvidarnos del precio de venta de estos vehículos, que es de media sustancialmente más alto

que un vehículo con motor térmico tradicional, lo cual repercute en que a nivel consumidor sea menos atractivo de adquirir.

En el marco de la electrificación, los vehículos híbridos (HEV) han supuesto y suponen una transición entre los motores térmicos tradicionales y los motores puramente eléctricos. Entre fabricantes de vehículos, se han dado diferentes estrategias en tanto que algunos, han cortado la producción de vehículos propulsados por MCIAs tradicionales para centrarse en la producción de HEV, mientras que otros han mantenido la evolución de sus vehículos tradicionales siendo prudentes con los recursos destinados a la producción de HEV, con vista a transicionar directamente a los vehículos eléctricos (EVs).

Como se ha visto, las distintas variantes de HEV presentadas en la Sección 2.3 consisten en diferentes combinaciones entre propulsión térmica y eléctrica que permiten, cada una a su manera, explotar las bondades de ambas tecnologías. Sin embargo, compatibilizarlas supone en ocasiones hallar una solución de compromiso. En cuanto a los MCIAs, la combinación formada por GDI y TWC es difícilmente mejorable, mientras que la adición de una unidad de potencia híbrida que se alterna con la térmica supone un perjuicio para dicha combinación, lo que en cierta manera provoca que este tipo de sistemas de propulsión haya nacido en cierta manera condenado, puesto que las normativas EURO para emisiones contaminantes van a seguir haciéndose más restrictivas y este tipo de vehículos no son capaces de reducirlas con respecto a los MCIAs existentes.

Por este motivo, en el terreno de la electrificación parece que la propulsión híbrida es una transición a la propulsión totalmente eléctrica. Hasta ahora, la disyuntiva dada era entre vehículos de combustión y vehículos híbridos. Ahora que se ha avanzado más en el terreno de la electrificación, el siguiente paso es la transición de HEVs a EVs, donde los segundos ya tienen cierta pujanza sobre los primeros, como muestra la Figura 5.1 que indica que las ventas de vehículos eléctricos son en general mayores que de híbridos. Por esto y por más, parece que la propulsión híbrida está en cierto modo condenada si hablamos de su uso en turismos.

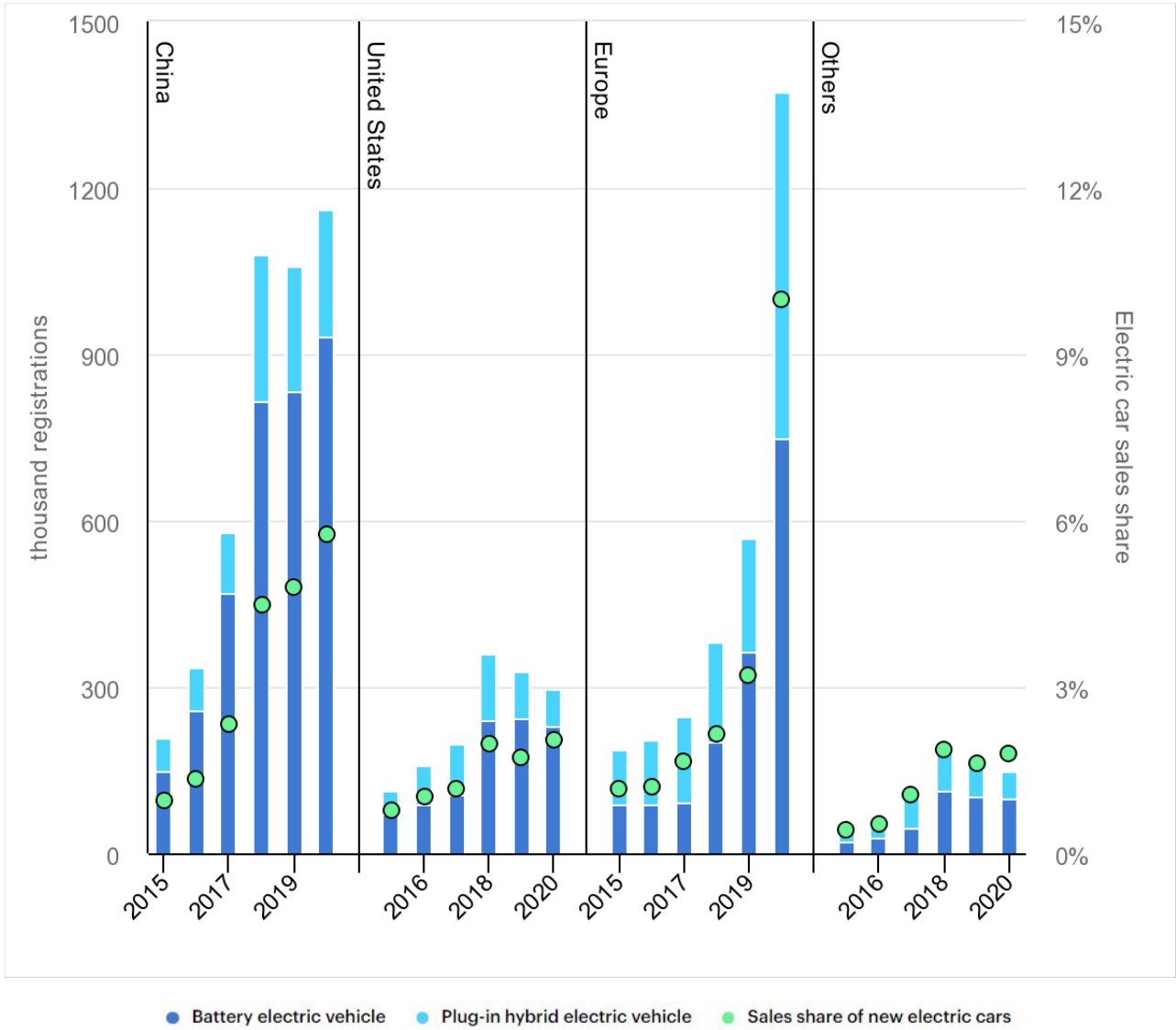


Figura 5.1: Evolución de ventas de EVs y HEVs. Fuente: [18]

Parte II

Presupuestos

Capítulo 6

Presupuestos

Se presenta en esta sección los costes presupuestados para la realización del presente proyecto. Estos costes son en concepto de: coste de banco motor con sus instrumentos y equipos, coste del *software* empleado y coste de personal.

Al total presupuestado se le sumará un 10 % en concepto de gastos imprevistos, un 5 % en concepto de beneficio para la empresa encargada de su realización y finalmente un 21 % de IVA.

6.1. Costes unitarios

Se abarcan en esta sección los costes unitarios (por hora) asociados a la parte experimental que corresponden al uso del banco motor, instrumentación, *software* y personal. Para la estimación de los costes unitarios de equipos, instrumentos y *software* se puede utilizar tanto el tiempo de amortización de estos equipos como la vida útil. En este caso, se va a considerar que el final de la vida útil de los equipos se produce antes de la amortización de los mismos, y consecuentemente, el coste por hora de los equipos se estimará con la vida útil.

Para el cómputo anual de horas de utilización de estos equipos se contabilizarán los días hábiles de trabajo, se eliminarán los días de vacaciones, y se considerará una jornada laboral de 8h de manera que:

$$\text{Horas Trabajadas} = (250 \text{ días hábiles} - 28 \text{ días vacaciones}) \cdot 8 \text{ horas diarias}$$

$$\text{Horas Trabajadas} = 1776 \text{ horas trabajadas anuales}$$

6.1.1. Costes de amortización de banco motor e instrumentación

Descripción	Precio [€]	Vida útil [años]	Coste unitario [€/h]
Banco dinamométrico	155789.12	10	8.772
Banco de herramientas	3000	10	0.169
Balanza de combustible	19020	10	1.071
Caudalímetro	20000	10	1.126
HORIBA - analizador de gases	270970.51	10	15.257
Sistema de adquisición	31256.2	10	1.760
PUMA	34200	10	1.926
PXI	17890	10	1.007
TOTAL UNITARIO ENSAYOS			31.088

Tabla 6.1: Precio unitario de los elementos pertenecientes al banco motor

6.1.2. Costes de amortización equipos informáticos

Descripción	Precio [€]	Vida útil [años]	Coste por hora [€/h]
INCA	3500	3	0.657
LabVIEW	5747	3	1.079
MatLab	1523	1	0.858
Excel	115	1	0.065
Ordenador de mesa	1000	3	0.188
Ordenador portátil	1100	3	0.206

Tabla 6.2: Precio unitario de los equipos informáticos

6.1.3. Costes de personal

Descripción	Coste por hora [€/h]
Ingeniero doctor	35
Ingeniero superior	20
Técnico de laboratorio	18
Alumno	10

Tabla 6.3: Coste unitario de personal

6.2. Costes totales

En los costes totales se incluyen todos los costes unitarios expuestos en la sección anterior multiplicado por el número de horas de utilización. Se va a desglosar en orden cronológico entre coste experimental y coste computacional. El primero corresponde con los ensayos llevados a cabo, la sala de ensayos, software y personal. El segundo, por su parte, comprende los gastos

asociados a las licencias de *software* necesarias para llevar a cabo los estudios pertinentes y al personal involucrado en la tarea.

6.2.1. Costes experimentales

Se incluyen en los costes experimentales únicamente los costes asociados a la realización de ensayos en el banco motor, es decir, todos los equipos y personal que realizan alguna tarea relacionada con los ensayos. Para la estimación del coste se va a considerar que los equipos ya se encontraban calibrados y listos para su utilización, y se va a estimar el tiempo total de la parte experimental en 200h de ensayos.

Descripción	Precio unitario [€/h]	Unidades [h]	Total [€]
Precio unitario de ensayos	31.088	200	6217.633
Ingeniero doctor	35	40	1400
Técnico de laboratorio	18	200	3600
INCA	0.657	200	131.381
LabVIEW	1.079	200	215.728
Excel	0.064	200	13.015
Ordenador de mesa	0.188	200	37.537
TOTAL EXPERIMENTAL			11615.295

Tabla 6.4: Coste total parte experimental

6.2.2. Costes computacionales

En esta parte, se considera el tiempo dedicado a las siguientes tareas:

- Planteamiento del proyecto.
- Reuniones entre los miembros del personal.
- Revisión bibliográfica.
- Procesado de ensayos.
- Cálculo de la combustión.
- Graficado de resultados, exposición y síntesis de los mismos.
- Redacción de la memoria.

Descripción	Precio unitario [€/h]	Unidades [h]	Total [€]
Alumno	10	400	4000
Ingeniero doctor	35	40	1400
Ingeniero superior	20	40	800
Excel	0.0648	400	25.901
MatLAB	0.8575	400	343.018
Ordenador portátil	0.2065	400	82.583
TOTAL COMPUTACIONAL			6651.502

Tabla 6.5: Coste total parte computacional

6.3. Presupuesto final

Finalmente para el cómputo del total presupuestado se van a sumar todos los costes totales expuestos previamente, y se va a añadir un 10 % correspondiente a gastos incurridos de manera imprevista, un 5 % de beneficio para la empresa y un 21 % de IVA que se aplica al importe posterior a haber considerado gastos y beneficio.

Concepto	Importe [€]
Parte experimental	11615.296
Parte computacional	6651.502
TOTAL costes previstos	18266.797
Gastos imprevistos (10 %)	1826.680
Beneficio industrial (5 %)	913.340
TOTAL sin impuestos	21006.817
IVA (21 %)	4411.431
TOTAL PRESUPUESTADO	25418.248

Tabla 6.6: Total presupuestado para el proyecto

De este modo, el presupuesto total para el presente proyecto asciende a: **VEINTICINCO MIL CUATROCIENTOS DIECIOCHO EUROS CON DOSCIENTOS CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS**

Parte III

Pliego de Condiciones

Capítulo 7

Objeto

Esta parte del documento versa sobre el reglamento para que durante la ejecución del Trabajo de Fin de Grado que nos ocupa no se falten ni a la obligaciones ni derechos tanto de carácter técnico como legal.

La reglamentación que en esta parte se va a exponer se debe cumplir durante todas las fases que abarca el Trabajo: desde todos los ensayos que cubren la fase experimental a todo el trabajo de postproceso que constituye la fase computacional. Además, también debe cumplirse por todas las partes involucradas, convirtiéndose en un acuerdo legal pactado.

Las partes en que el Pliego de Condiciones se divide son: en primer lugar un Pliego de Condiciones Generales, donde se incluyen condiciones de seguridad e higiene y se manifiestan las partes de las que se debe encargar cada parte. En segundo lugar se incluirá un Pliego de Condiciones Particulares con items asociados a este Trabajo en concreto.

Capítulo 8

Pliego de Condiciones Generales

8.1. Condiciones del Área de Ensayos

Se describen aquí las condiciones para las salas de ensayos y puestos de trabajo empleados en la fase experimental del proyecto. Estos puestos deben cumplir con el RD 488/1997 del 14 de abril, apoyado en la Ley 31/1995 del 8 de noviembre, en materia de Prevención de Riesgos Laborales.

8.1.1. Condiciones de la Sala de Medidas

Los ensayos deben llevarse a cabo en un lugar adecuado. En este caso se ha utilizado un banco de ensayos con un Motor de Encendido Provocado en el que se encuentran tanto el motor como la instrumentación y los sistemas de adquisición necesarios.

De este modo, no solo se debe asegurar que la obtención de datos es satisfactoria, sino que el personal trabajador no corra riesgos de salud ni seguridad ni ponga en peligro su integridad física durante la ejecución de los ensayos.

En primer lugar, estos ensayos son una fuente de ruido, con lo cual la sala debe estar insonorizada y aislada acústicamente en paredes, puertas y ventanas. De este modo se garantiza el cumplimiento de la norma NBE-CA-82.

En segundo lugar, como la sala de ensayos no posee circulación natural de aire, está equipada con una instalación de renovación de aire que cuenta con extractores y circuito de canalización.

Finalmente, como el uso de combustibles está involucrado en la realización de los ensayos, se requiere de un extintor de eficacia 21 A-113B situado en un lugar visible y accesible que se encuentre vigente (no caducado) en cualquier momento. Como complemento, la sala está equipada con sensores de detección de incendios. Por último, todos los materiales de la sala cumplen la normativa NBE-PCI-91.

8.1.2. Condiciones de Instalación

El lugar de elección para la instalación del motor debe cumplir con una serie de condiciones:

1. El motor debe apoyarse sobre soportes capaces de amortiguar las vibraciones producidas.
2. La instalación debe disponerse de forma que las vibraciones no se distribuyan a otras zonas del edificio o de la propia sala.
3. La instalación debe contar con un botón de color rojo, fácilmente visible y accesible que sirva para interrumpir el ensayo de manera inmediata en caso de emergencia.

8.2. Normas de operación

Cualquier persona que se encuentre operando el banco motor y también las personas que se encuentren en la sala durante la realización de un ensayo deben cumplir con una serie de normas que se mencionan a continuación:

1. La puerta debe permanecer cerrada durante la realización de ensayos para evitar transmisión de ruido al exterior y que personal ajeno a los ensayos entre.
2. La sala debe disponer de productos de limpieza y de secado apropiados para el combustible. Estos productos deben encontrarse accesibles de manera que en caso de derramamiento puedan ser inmediatamente limpiados. Los desechos de la limpieza deben tirarse a papeleras dedicadas a este fin.
3. Acciones que supongan un peligro mayor al considerado normal deben ser realizadas únicamente por personal cualificado acreditado.
4. Debe haber en todo momento un personal cualificado mínimo, de manera que se puedan hacer turnos y evitar que la misma persona se encuentre de manera prolongada en un entorno ruidoso.
5. La sala debe contar con un botiquín de primeros auxilios. Dicho botiquín debe contener lo necesario para una primera asistencia en caso de incidente. La asistencia debe contar con una estación de lavado de ojos.
6. Todas las partes móviles de la sala deben estar protegidas de manera que en caso de algún desacoplamiento no se ponga en peligro al personal trabajador.

8.3. Condiciones del puesto de trabajo de la parte computacional

Las acciones llevadas a cabo durante la parte computacional del Trabajo se prolongan durante una cantidad de tiempo considerable, lo que hace imprescindible que el puesto de

8.3. CONDICIONES DEL PUESTO DE TRABAJO DE LA PARTE COMPUTACIONAL⁷⁵

trabajo en el que se encuentre el personal debe ser adecuado y cumplir también una serie de condiciones.

Este puesto de trabajo debe cumplir, por tanto, el RD 488/1997. En él se define un puesto de trabajo como "aquél constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona/máquina, de accesorios informáticos y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato". El RD 488/1997 se complementa con el RD 486/1997 del 14 de abril sobre disposiciones mínimas en materia de salud y seguridad.

8.3.1. Ergonomía

El trabajo que implique una pantalla de visualización de datos debe cumplir una serie de requisitos. El tamaño de la pantalla debe ser igual o superior a 12.^{en} diagonal con una resolución superior a 640/480 que no presente reflejos y cuya imagen permanezca estable. Además, debe ser ajustable en altura y situarse en posición horizontal con una inclinación de 30^o respecto al usuario.

La postura que debe mantener el trabajador debe ser correcta, para lo cual se requiere un asiento y mesa adecuados que permitan que la espalda se encuentre apoyada en el asiento y los codos a la altura de la mesa. El asiento deberá ser ajustable y giratorio que resulte cómodo especialmente para la zona lumbar y cuya inclinación pueda ser ajustada. La mesa debe ser suficientemente amplia para albergar todos los equipos y materiales necesarios durante el trabajo.

8.3.2. Medidas de emergencia

El lugar de trabajo debe tener rutas de evacuación y salidas de emergencia correctamente señalizadas y libres de obstrucciones por si su utilización fuera necesaria en caso de accidente.

También debe tenerse en cuenta la posible aparición de incendios. Se debe contar con extintores en lugares visibles y accesibles que sean revisados con la periodicidad correspondiente.

8.3.3. Instalación eléctrica

Para garantizar el cumplimiento del REBT (Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión) las instalaciones eléctricas han sido puestas en marcha por empresas autorizadas bien por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo o bien por la Consellería de Industria del Govern de la Comunitat Valenciana. De este modo, se garantiza el cumplimiento de requisitos sobre emisiones electromagnéticas y el mantenimiento de cables y conexiones.

8.3.4. Condiciones del ambiente

La NTP 501 recoge todas las recomendaciones de temperatura, corriente y humedad para puestos de trabajo elaborada por el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT).

La temperatura debe estar entre 17°C y 27°C. En el caso de utilizar sistemas de calefacción la temperatura debe ser de $22 \pm 2^\circ\text{C}$ y en el caso de uso de aire acondicionado debe ser de $24,5 \pm 1,5^\circ\text{C}$.

La humedad debe estar comprendida entre el 30% y el 70% y debe ser controlada por el sistema de calefacción o aire acondicionado empleado. Existe también la necesidad de prevenir malos olores mediante un adecuado sistema de renovación de aire. En este caso también puede hacer las veces el propio sistema de calefacción o aire acondicionado.

La iluminación puede ser natural o artificial, siendo preferible la primera cuando sea posible. En cualquier caso, es obligada la instalación de iluminación artificial que cumpla el Anexo IV del RD 486/1997, y que sea lo más homogénea posible para evitar la aparición de sombras. Además, también se cuenta con luces de emergencia.

En cuanto al ruido, se debe satisfacer el RD 18/2006 del 10 de marzo en el que se detallan los niveles de ruidos admisibles para que el trabajador se encuentre protegido.

Capítulo 9

Pliego de Condiciones Particulares

9.1. Instalación del banco motor

Los ensayos se han ejecutado en una sala de ensayos climatizada que alberga tanto el motor como todos los sistemas necesarios para simular su funcionamiento nominal. La instrumentación es la que se expone en el Capítulo 3 y se cumplen las condiciones expuestas en el Pliego de Condiciones Generales.

9.2. Puesta en marcha

1. La sala se pone en modo de operación de manera que se active la refrigeración y la renovación de aire.
2. Se pone en funcionamiento: sistemas de adquisición, fuentes de alimentación de los amplificadores, balanza de combustible y circulación de agua.
3. El motor se arranca mediante el sistema PUMA. Se fija el punto motor escogiendo dos entre par, revoluciones y pedal. También se puede imponer un vector con estas condiciones mediante el INCA si queremos evitar la intervención de la ECU, de esta manera podemos optimizar el transitorio
4. Se marca este punto y el tiempo en el que el motor lo debe alcanzar.

9.3. Apagado

1. Se reduce la carga y las revoluciones evitando un apagado brusco.
2. Se pone le motor al ralentí con el PUMa y eventualmente se apaga el motor.
3. Se apagan las instalaciones mediante los interruptores.

4. En caso de que el motor esté a altas temperaturas, se mantiene la refrigeración durante un breve período de tiempo para evitar que aumente la temperatura de la sala.

9.4. Mantenimiento

El mantenimiento es un actor principal a la hora de evitar riesgos laborales, además que mejora la durabilidad de los equipos y contribuye a su amortización. Existe mantenimiento preventivo y correctivo. El primero se ejecuta de manera periódica para evitar accidentes en caso de piezas de bajo coste y alta criticidad y el segundo se realiza cuando un elemento de baja criticidad falla.

9.5. Equipos informáticos

Para la ejecución del Trabajo, se ha requerido en la parte computacional de un ordenador portátil cuyas características se exponen en la Tabla 9.1. Además, el ordenador debe contar con los siguientes programas:

- Microsoft Excel 2020.
- MatLab R2020b
- CALMEC

Los dos primeros se han adquirido mediante licencias emitidas a la Universidad, garantizando su legalidad. El último es un programa interno del instituto CMT-MOTORES TÉRMICOS, para cuyo uso el usuario ha aceptado las condiciones indicadas en el *End-User License Agreement*.

Sistema	Dell XPS 15 9070
Procesador	Intel(R) Core(TM) i7-9750H
Velocidad de reloj	2.6 GHz
Memoria RAM	16 GB
Disco Duro	500 GB
Sistema Operativo	Windows 10 Pro

Tabla 9.1: Especificaciones técnicas del ordenador portátil

Bibliografía

- [1] *Actual and Ideal Otto cycle*. URL: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/otto-cycle-otto-engine/actual-and-ideal-otto-cycle/>. (accessed: 19.06.2022).
- [2] Muñoz Domínguez M. Rovira de Antonio A. *Motores de Combustión Interna*. Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2015. ISBN: 978-84-362-7086-0.
- [3] Hall-Geisler K. Brain M. *How car engines work*. URL: <https://auto.howstuffworks.com/engine.htm>. (accessed: 19.06.2022).
- [4] S. M. Correa. “A Review of NOx Formation under Gas-Turbine Combustion Conditions”. En: *Combustion Science and Technology* (1993).
- [5] Redondo Puelles F. “*Diseño, implementación y validación experimental de un ciclo de conducción real (RDE) en una instalación de ensayo de motores térmicos de automoción*”. Universidad Politécnica de Valencia, 2018.
- [6] Heinz Heisler. *Advanced Engine Technology*. Edward Arnold. ISBN: 0-340-568224.
- [7] Y. Huang y col. “Fuel consumption and emissions performance under real driving.” En: *The Science of the total environment* 659 (2019), págs. 275-282. DOI: 10.1016/j.scitotenv.2018.12.349.
- [8] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1998. ISBN: 0-07-028637-X.
- [9] Hawley J.G. y col. “Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics”. En: *Journal of Automobile Engineering*. 213.2 (1999), págs. 145-149. DOI: 10.1243/0954407991526766.
- [10] Ankur Kalwar y Avinash Agarwal. “Overview, Advancements and Challenges in Gasoline Direct Injection Engine Technology”. En: ene. de 2020, págs. 111-147. ISBN: 978-981-15-0367-2. DOI: 10.1007/978-981-15-0368-9_6.
- [11] Jiménez Mompó M. “*Análisis del efecto de residuales y EGR en motores de encendido provocado sobrealimentados*”. Universidad Politécnica de Valencia, 2020.
- [12] Sánchez González N. “*Análisis del efecto sobre la combustión de la recirculación de gases de escape de alta y baja presión en un motor de encendido provocado*”. Universidad Politécnica de Valencia, 2020.
- [13] Pete Ortiz. *Diesel vs. Gas trucks: What are the pros cons?* URL: <https://housegrail.com/diesel-vs-gas-trucks-pros-cons/>. (accessed: 19.06.2022).
- [14] Moreno Domingo P. “*Estudio del impacto de distintos sistemas de recirculación de gases de escape en un motor de encendido provocado mediante su análisis fluidodinámico*”. Universidad Politécnica de Valencia, 2020.

- [15] Joaquín de la Morena Pedro Piqueras y col. “Analysis of Combustion Characteristics and Tailpipe emissions of Spark-Ignition engines during the three-way catalyst warm-up phase”. En: *Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference* (oct. de 2022).
- [16] Álvaro Prieto Amaya. *Motores de dos tiempos: Qué son, cómo funcionan, ventajas e inconvenientes*. URL: <https://www.autonocion.com/motores-dos-tiempos-funcionamiento/>. (accessed: 19.06.2022).
- [17] Prof. F. Payri Prof. J.M Desantes. *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Editorial Reverté, 2011. ISBN: 978-84-8363-705-0.
- [18] E. Bibra S. McBain. *IEA, Electric car registrations and market share in selected countries and regions, 2015-2020*. URL: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/electric-car-registrations-and-market-share-in-selected-countries-and-regions-2015-2020>. (accessed: 04.08.2022).
- [19] Bansal H.O. Singh K.V. y col. “A comprehensive review on hybrid electric vehicles: architectures and components.” En: 5 (2019), págs. 77-107. DOI: 10.1007/s40534-019-0184-3.
- [20] *Sistema de inyección de combustible — Partes y funcionamiento*. URL: <https://comofunciona.co/una-inyeccion-de-combustible-sistema/>. (accessed: 19.06.2022).
- [21] D. Kim Y. Lu y col. “Cyclic variations of in-cylinder pressure and turbulent flame propagation in an optical direct-injection spark-ignition engine”. En: *School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Sydney, Australia* (2020).
- [22] YinYe Yang y col. “State-of-the-art electrified powertrains - hybrid, plug-in, and electric vehicles”. En: *International Journal of Powertrains* 5 (ene. de 2016), pág. 1. DOI: 10.1504/IJPT.2016.075181.