



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial
y Diseño Industrial

Estudio experimental de un sistema de recirculación de
gases de escape de baja presión integrado en la entrada
del compresor de un motor de encendido provocado
sobrealimentado

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Najarro Pastor, Adrián

Tutor/a: Ruiz Rosales, Santiago

Cotutor/a: Morena Borja, Joaquín de la

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ETSI Aeroespacial y Diseño Industrial

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial y Diseño Industrial

Estudio experimental de un sistema de recirculación de gases de escape de baja presión integrado en la entrada del compresor de un motor de encendido provocado sobrealimentado

Trabajo Fin de Grado en Ingeniería Mecánica



Autor: Adrián Najarro Pastor

Tutor: Santiago Ruiz Rosales

Cotutor: Joaquín de la Morena Borja

Curso Académico: 2023 / 2024

Agradecimientos

En primer lugar quería agradecer a mis padres, por haberme dado la oportunidad de elegir la carrera que más encajaba con mis gustos, aunque en un principio hubiera muchas dudas, y haberme ayudado y apoyado en todo lo que han podido durante mis estudios. Especialmente agradecer a mi madre la paciencia que tuvo y todo el tiempo que me dedicó durante la recuperación de mi operación, volviendo a la vida universitaria aunque solo fuera por tres semanas.

A mi pareja, Inés, por todo el apoyo emocional y los momentos vividos juntos durante estos años. Aunque en algunas ocasiones hayan sido situaciones algo complicadas de llevar, siempre ha estado a mi lado ayudando con todo lo que estaba a su alcance y, sobre todo, haciéndome compañía y animándome.

Agradecer a mis tutores, Santiago y Joaquín, por haberme brindado la posibilidad de formar parte de este proyecto, haber sido comprensivos con todas las circunstancias que se han dado y haberme ayudado con todas las cuestiones que me han surgido durante el desarrollo de este trabajo fin de grado, dedicándome su tiempo.

A Clara, por haber resuelto todas y cada una de mis dudas para que el trabajo quedara lo más normativo, técnico y correcto posible.

A Poquet, por haberme asesorado durante todo el camino desde el bachillerato hasta el día de hoy, y siempre estar dispuesto a ayudar y resolver todas las preguntas que he tenido.

A Xavi y Vicent, los técnicos de laboratorio que me han explicado con mucha paciencia y me han guiado en la parte experimental del proyecto, sin ellos no hubiera sido posible realizar este trabajo.

A mis compañeros de clase y piso, mis amigos, por haber hecho de mi día a día en la universidad una aventura. Por todo el tiempo que hemos pasado juntos estudiando y realizando trabajos en Discord, pero también riéndonos, divirtiéndonos, de fiesta, de viaje y conviviendo siempre de la mejor manera. Sin ellos no hubiera sido posible acabar la carrera a tiempo y graduarme con todos mis compañeros.



Resumen

La recirculación de gases de escape de baja presión permite mejorar el balance entre rendimiento y emisiones contaminantes en motores de encendido provocado. No obstante, en condiciones de arranque en frío parte del vapor de agua existente en el gas de escape puede condensar e impactar negativamente en la durabilidad del compresor. En el presente trabajo se evalúa un diseño en el que la entrada del gas de escape se realiza directamente en la entrada del compresor, en 4 puntos separados, con el objetivo de optimizar tanto las prestaciones del propio compresor como su resistencia frente a la condensación. En una primera parte del trabajo, se realiza una evaluación de las prestaciones del motor para dos geometrías de entrada, la propuesta y una convencional, en distintos puntos de operación. Posteriormente, se realizará un ensayo de durabilidad del compresor en un punto de funcionamiento que promueve la formación de condensados durante 50 horas, tras las que se llevará a cabo una inspección visual del estado final de sus componentes.

Palabras clave

Condensación, durabilidad, eficiencia, recirculación de gases de escape, sobrealimentación.

Resum

La recirculació de gasos d'escapament de baixa pressió permet millorar el balanç entre rendiment i emissions contaminants en motors d'encesa provocada. No obstant això, en condicions d'arrencada en fred part del vapor d'aigua existent en el gas d'escapament pot condensar i impactar negativament en la durabilitat del compressor. En el present treball s'avalua un disseny en el qual l'entrada del gas d'escapament es realitza directament a l'entrada del compressor, en 4 punts separats, amb l'objectiu d'optimitzar tant les prestacions del propi compressor com la seua resistència enfront de la condensació. En una primera part del treball, es realitza una avaluació de les prestacions del motor per a dues geometries d'entrada, la proposta i una convencional, en diferents punts d'operació. Posteriorment, es realitzarà un assaig de durabilitat del compressor en un punt de funcionament que promou la formació de condensats durant 50 hores, després de les quals es durà a terme una inspecció visual de l'estat final dels seus components.

Paraules clau

Condensació, durabilitat, eficiència, recirculació de gasos d'escapament, sobrealimentació.

Abstract

The recirculation of low-pressure exhaust gases improves the balance between the performance and polluting emissions in spark-ignition engines. However, in cold start conditions, part of the water vapor in the exhaust gas can condense and negatively impact the durability of the compressor. In this project a design is evaluated in which the exhaust gas inlet is made directly at the compressor inlet, in 4 separate points, with the aim of optimizing both the performance of the compressor itself and its resistance against condensation. In the first part of the work, an evaluation of the engine performance is carried out for two inlet geometries, the proposed and a conventional, at different operating points. Subsequently, a compressor durability test will be carried out at an operating point that promotes the formation of condensate for 50 hours, after which a visual inspection of the final state of its components will be carried out.

Keywords

Condensation, durability, exhaust gas recirculation, performance, supercharged.

Índice general

Documento N°1 - Memoria.....	7
Documento N°2 - Pliego de condiciones	107
Documento N°3 - Presupuesto.....	119
Documento N°4 - Planos	129



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA





Documento N°1 - Memoria

Índice de la memoria

1. Introducción.....	16
1.1. Contextualización y justificación	16
1.2. Objetivos	17
1.3. Motivación	17
1.4. Estructura	18
2. Generalidades de los motores de combustión interna alternativos.....	19
2.1. Introducción	19
2.2. Diferencias entre motores de encendido provocado y motores de encendido por compresión	21
2.3. Motores de encendido provocado	22
2.3.1. Formación de la mezcla	22
2.3.2. Regulación de la carga en motores de encendido provocado	23
2.3.2.1. Motores de encendido provocado de inyección indirecta	23
2.3.2.1. Motores de encendido provocado de inyección directa.....	23
2.3.3. Combustión.....	24
2.3.4. Potencia y rendimiento	24
2.4. Sistema de recirculación de gases de escape	25
3. Características del motor ensayado en el proyecto	28
3.1. Introducción	28
3.2. Datos técnicos del motor ensayado.....	28
3.3. Sistema de recirculación de gases de escape	31
4. Componentes de la sala de ensayos	33
4.1. Introducción	33
4.2. Sensores y mediciones	35
4.3. Sensores de presión.....	37



4.4. Sensores de temperatura	38
4.5. Medición de combustible.....	39
4.6. Medición de par y revoluciones del motor	40
4.7. Estructura del soporte del motor.....	42
4.8. HORIBA MEDAS	43
4.9. FTM – Fluid & Thermal Management	47
4.10. Sistema eléctrico de la sala de ensayos	48
4.11. Software	49
5. Análisis de los resultados	53
5.1. Introducción	53
5.2. Estudio a máxima carga.....	56
5.2.1. Prestaciones generales	56
5.2.2. Parámetros de la combustión.....	58
5.2.3. Parámetros específicos del turbogrupo.....	60
5.3. Estudio a carga parcial – 2.000 rpm	62
5.3.1. Prestaciones generales	63
5.3.2. Parámetros de la combustión.....	64
5.3.3. Parámetros específicos del turbogrupo.....	66
5.4. Estudio a carga parcial – 3.000 rpm	68
5.4.1. Prestaciones generales	68
5.4.2. Parámetros de la combustión.....	70
5.4.3. Parámetros específicos del turbogrupo.....	72
5.5. Estudio a carga parcial con variaciones de la tasa de EGR – 2.000 rpm	74
5.5.1. Prestaciones generales	75
5.5.2. Parámetros de la combustión.....	76
5.5.3. Parámetros específicos del turbogrupo.....	78
5.6. Estudio a carga parcial con variaciones de la tasa de EGR – 2.500 rpm	80
5.6.1. Prestaciones generales	81
5.6.2. Parámetros de la combustión.....	82



5.6.3. Parámetros específicos del turbogrupo.....	84
5.7. Estudio a carga parcial con variaciones de la tasa de EGR – 3.000 rpm	86
5.7.1. Prestaciones generales	87
5.7.2. Parámetros de la combustión.....	88
5.7.3. Parámetros específicos del turbogrupo.....	90
5.8. Estudio de durabilidad	92
6. Conclusiones	101
7. Bibliografía	102
7.1. Fuentes de las imágenes.....	103
7.2. Fuentes de las tablas	103
8. Anexos.....	104
8.1. Objetivos de desarrollo sostenible	104

Índice de figuras

Figura 2.1. Clasificación de los motores	19
Figura 2.2. Fases de un motor de 4 tiempos	21
Figura 2.3. Tipos de sistemas EGR	26
Figura 3.1. Curva característica del motor	29
Figura 3.2. Vista frontal motor ensayado	30
Figura 3.3. Vista lateral motor ensayado	30
Figura 3.4. Sistema EGR de baja presión	32
Figura 4.1. Vista general de la sala de ensayos	34
Figura 4.2. Funciones durante el ensayo de motores	35
Figura 4.3. Sensores piezoeléctricos para medir presión	38
Figura 4.4. Sensor piezoeléctrico instalado en el motor ensayado	38
Figura 4.5. Termopar tipo K instalado en el motor ensayado	39
Figura 4.6. Balanza de combustible AVL 733S	40
Figura 4.7. Freno asíncrono AVL ELIN EBG Elektronik INDY 22/2v/0525	41
Figura 4.8. Acoplamiento del motor con el freno dinamométrico	41
Figura 4.9. Estructura soporte del banco de pruebas	42
Figura 4.10. Estructura soporte de los sistemas electrónicos	43
Figura 4.11. Componentes del sistema del HORIBA MEDAS	44
Figura 4.12. Vista general del conjunto HORIBA MEDAS	45
Figura 4.13. Acoplamientos de entrada y salida del MEDAS	46
Figura 4.14. Conexión por tubería de la salida de los gases de escape con el MEDAS	46
Figura 4.15. Conexión de la manguera de suministro de aire del MEDAS al sistema de admisión del motor	47
Figura 4.16. Dispositivo Fluid & Thermal management	48
Figura 4.17. Conexiones de los sensores de temperatura y presión a la unidad de control	49
Figura 4.18. Interfaz de usuario del AVL PUMA	50
Figura 4.19. Configuración para el manejo del AVL PUMA	51
Figura 4.20. Configuración para el manejo del ETAS INCA	52
Figura 5.1. Prestaciones generales a máxima carga (1)	57
Figura 5.2. Prestaciones generales a máxima carga (2)	58
Figura 5.3. Parámetros de la combustión a máxima carga (1)	59
Figura 5.4. Parámetros de la combustión a máxima carga (2)	60
Figura 5.5. Parámetros específicos del turbogrupo a máxima carga (1)	61
Figura 5.6. Parámetros específicos del turbogrupo a máxima carga (2)	62
Figura 5.7. Prestaciones generales a 2.000 rpm (1)	63
Figura 5.8. Prestaciones generales a 2.000 rpm (2)	64

Figura 5.9. Parámetros de la combustión a 2.000 rpm (1)	65
Figura 5.10. Parámetros de la combustión a 2.000 rpm (2)	66
Figura 5.11. Parámetros específicos del turbogrupa a 2.000 rpm (1).....	67
Figura 5.12. Parámetros específicos del turbogrupa a 2.000 rpm (2)	68
Figura 5.13. Prestaciones generales a 3.000 rpm (1).....	69
Figura 5.14. Prestaciones generales a 3.000 rpm (2).....	70
Figura 5.15. Parámetros de la combustión a 3.000 rpm (1)	71
Figura 5.16. Parámetros de la combustión a 3.000 rpm (2)	72
Figura 5.17. Parámetros específicos del turbogrupa a 3.000 rpm (1)	73
Figura 5.18. Parámetros específicos del turbogrupa a 3.000 rpm (2)	74
Figura 5.19. Prestaciones generales a 2.000 rpm con variaciones de EGR (1).....	75
Figura 5.20. Prestaciones generales a 2.000 rpm con variaciones de EGR (2).....	76
Figura 5.21. Parámetros de la combustión a 2.000 rpm con variaciones de EGR (1)...	77
Figura 5.22. Parámetros de la combustión a 2.000 rpm con variaciones de EGR (2)...	78
Figura 5.23. Parámetros específicos del turbogrupa a 2.000 rpm con variaciones de EGR (1)	79
Figura 5.24. Parámetros específicos del turbogrupa a 2.000 rpm con variaciones de EGR (2)	80
Figura 5.25. Prestaciones generales a 2.500 rpm con variaciones de EGR (1).....	81
Figura 5.26. Prestaciones generales a 2.500 rpm con variaciones de EGR (2).....	82
Figura 5.27. Parámetros de la combustión a 2.500 rpm con variaciones de EGR (1)...	83
Figura 5.28. Parámetros de la combustión a 2.500 rpm con variaciones de EGR (2)...	84
Figura 5.29. Parámetros específicos del turbogrupa a 2.500 rpm con variaciones de EGR (1)	85
Figura 5.30. Parámetros específicos del turbogrupa a 2.500 rpm con variaciones de EGR (2)	86
Figura 5.31. Prestaciones generales a 3.000 rpm con variaciones de EGR (1).....	87
Figura 5.32. Prestaciones generales a 3.000 rpm con variaciones de EGR (2).....	88
Figura 5.33. Parámetros de la combustión a 3.000 rpm con variaciones de EGR (1)...	89
Figura 5.34. Parámetros de la combustión a 3.000 rpm con variaciones de EGR (2)...	90
Figura 5.35. Parámetros específicos del turbogrupa a 3.000 rpm con variaciones de EGR (1)	91
Figura 5.36. Parámetros específicos del turbogrupa a 3.000 rpm con variaciones de EGR (2)	92
Figura 5.37. Diseño 3D de la unión del conducto de EGR con la carcasa del compresor	93
Figura 5.38. Diseño 3D del interior de los canales de aire y EGR.....	93
Figura 5.39. Condensación en el conducto de alimentación del compresor (1).....	94
Figura 5.40. Condensación en el conducto de alimentación del compresor (2).....	95
Figura 5.41. Conducto principal del aire limpio del compresor.....	95
Figura 5.42. Conducto de alimentación del aire de EGR del compresor	96
Figura 5.43. Condensación en la entrada de la carcasa del compresor	96
Figura 5.44. Numeración de los álabes del rodete del compresor.....	97



Figura 5.45. Álabes número 1 detallado	97
Figura 5.46. Álabes número 2 detallado	98
Figura 5.47. Álabes número 3 detallado	98
Figura 5.48. Álabes número 4 detallado	99
Figura 5.49. Álabes número 5 detallado	99
Figura 5.50. Álabes número 6 detallado	100
Figura 8.1. Objetivos de Desarrollo Sostenible.....	104

Índice de tablas

Tabla 1. Especificaciones del motor ensayado	28
Tabla 2. Límites de las variables.....	29
Tabla 3. Parámetros fundamentales	36
Tabla 4. Parámetros específicos.....	37
Tabla 5. Especificaciones HORIBA MEDAS.....	45
Tabla 6. Relación del proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible de la Agenda 2030	105

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Porcentaje EGR	26
---	----

Lista de abreviaciones

1. BSFC – *Brake specific fuel consumption*
2. CAD – *Crank angle degree*
3. CC – Centímetros cúbicos
4. CMT – *Clean Mobility and Thermofluids*
5. CO – Monóxido de carbono
6. CO₂ – Dióxido de carbono
7. COV – *Coefficient of variation*
8. ECU – *Engine control unit*
9. EGR – *Exhaust gas recirculation*
10. ETE – *Equivalent turbocharger efficiency*
11. HC – Hidrocarburos
12. MCIA – Motor de combustión interna alternativo
13. MEC – Motor de encendido por compresión
14. MEP – Motor de encendido provocado
15. NO_x – Óxidos de nitrógeno
16. ODS – Objetivos de Desarrollo Sostenible
17. PMEP – *Pumping mean effective pressure*
18. PMI – Punto muerto inferior
19. PMS – Punto muerto superior
20. PR – *Pressure ratio*
21. TDC – *Top dead centre*
22. TFG – Trabajo fin de grado
23. VNT – *Variable nozzle turbine*

1. Introducción

1.1. Contextualización y justificación

En la actualidad, pese a los exhaustivos controles de calidad a los que se someten los vehículos antes de ser comercializados, hay diversos tipos de efectos físicos que aparecen en su uso diario. Por esta razón, cuando las marcas del mundo del motor ponen a la venta nuevos modelos, están muy pendientes de las opiniones de los consumidores que se obtienen a través de encuestas para el control de calidad, con el fin de detectar posibles fallos de diseño de los que no sean conscientes los fabricantes.

Con la intención de cumplir con las cada vez más exigentes restricciones medioambientales impuestas por los Estados de la Unión Europea en la normativa de contaminantes Euro7 para combatir el cambio climático, las firmas automovilísticas han implementado sistemas de recirculación de gases de escape (EGR) en toda su flota de motores de combustión tradicional.

Sin embargo, para ajustarse a las normativas que buscan un transporte sostenible, el sector de la automoción está estudiando posibles alternativas a los motores de combustión convencionales como los motores eléctricos o los motores de hidrógeno, tanto de combustión como de pilas de combustible. Estas tecnologías son cada vez más aceptadas por la sociedad, que se preocupa por el medio ambiente y busca reducir su huella de carbono a través de la supresión de emisiones de CO₂ proveniente de sus vehículos. Así pues, pese a que aún hay mucha investigación en marcha y pendiente, hoy en día existen grandes marcas del mundo del motor que apuestan por estos dos tipos de movilidad en algunos de sus modelos.

Los sistemas EGR reciclan los gases de escape introduciéndolos de nuevo en la cámara de combustión con la intención de reducir la temperatura de esta y, por tanto, la emisión de contaminantes procedentes de los vehículos como los óxidos de nitrógeno (NO_x). No obstante, su adaptación supone un reto ya que surgen nuevos inconvenientes que dificultan el correcto funcionamiento del motor. Un ejemplo de esto es la aparición de micropartículas de agua generadas por la condensación del vapor de agua presente en el aire de la admisión del motor durante el arranque en frío que, al unirse, forman gotas que impiden la ignición en el motor.

Con lo comentado anteriormente, en los motores de los últimos modelos de combustible fósil presentados por Renault, en puntos de funcionamiento que requieren altas prestaciones del motor (circulación a alto régimen), existe este problema de condensación que provoca que se extinga la combustión en el motor.

Así pues, conocido este problema, se va a ensayar en un banco de pruebas un diseño alternativo de la admisión al compresor del motor creado con el fin de mejorar las prestaciones de este y disminuir la condensación generada, lo que permitirá solucionar la pérdida de potencia del vehículo y aumentar la durabilidad del compresor. Finalmente, se va a realizar una inspección del estado de sus componentes una vez acabados los ensayos.

1.2. Objetivos

El objetivo principal del trabajo es estudiar de forma experimental un diseño del sistema de recirculación de gases de escape de baja presión integrado en la entrada del compresor de un motor de encendido provocado turbosobrealimentado creado con el propósito de optimizar las prestaciones de este y aumentar su resistencia al desgaste debido a la condensación del vapor de agua presente en el aire de admisión.

Los objetivos específicos del proyecto son:

- Exponer la fenomenología existente en la entrada del compresor del motor de encendido provocado sobrealimentado estudiado.
- Realizar una batería de ensayos experimentales en sala de ensayos.
- Evitar la extinción de la combustión en la cámara de combustión del motor durante su funcionamiento ordinario.
- Estudiar los resultados para dar una solución según el diseño propuesto por el fabricante del turbocompresor.
- Obtener a partir de los resultados material gráfico intuitivo que ayude a la comprensión de las conclusiones que se van a extraer.

1.3. Motivación

Se ha realizado este TFG con el fin de estudiar en profundidad componentes del sistema de propulsión de los vehículos, en este caso, el sistema de recirculación de gases de escape y su efecto en el sistema de sobrealimentación. La idea de hacer este TFG surgió por la posibilidad que se me presentó de realizar un proyecto de carácter más práctico acerca de la calibración de motores en las salas de ensayos.

Este proyecto está enmarcado en uno a largo plazo y más ambicioso para el ámbito de la investigación sobre el comportamiento de los gases provenientes del escape que se

encuentran bajo unas circunstancias determinadas de humedad y temperatura en el sistema de admisión.

1.4. Estructura

El presente TFG se divide en 8 capítulos agrupados según su temática con la finalidad de obtener a simple vista una estructura general del documento. A continuación, se explica brevemente el contenido de cada uno de ellos.

En el **capítulo 1** se plantea el tema a tratar junto con la problemática existente, la motivación que ha llevado a hacer el trabajo y los objetivos de este, además de la estructura del documento.

En el **capítulo 2** se exponen las propiedades generales de los motores de combustión interna alternativos con el propósito de establecer la base teórica del proyecto.

En el **capítulo 3** se muestran las características del motor que se va a ensayar en el trabajo junto a otros datos técnicos y especificaciones.

En el **capítulo 4** se presentan y describen los componentes de la sala de ensayos que se han utilizado durante el desarrollo del proyecto.

En el **capítulo 5** se exponen y analizan los resultados obtenidos de los ensayos realizados al motor en cuestión.

En el **capítulo 6** se reflexiona sobre los resultados con el propósito de elaborar una conclusión.

En el **capítulo 7** se exponen las referencias bibliográficas consultadas para redactar el presente documento.

En el **capítulo 8** se muestra la relación del proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible.

2. Generalidades de los motores de combustión interna alternativos

2.1. Introducción

Un motor es un dispositivo capaz de convertir cualquier tipo de energía en energía mecánica. Dentro de este gran campo se encuentra el motor térmico y se puede definir como el dispositivo que es capaz de obtener energía mecánica de la energía térmica contenida en un fluido compresible. De acuerdo con Payri y Desantes (2011), existe la posibilidad de obtener esa energía directamente, por ejemplo, a través de la radiación solar o la energía geotérmica, o a través de otros tipos de energía, como la energía química almacenada en la materia. En el último caso, es necesario convertir la energía química en energía térmica por medio de un proceso adicional, como la combustión.

Con el fin de convertir la energía del fluido de trabajo en energía mecánica es necesario disponer del aporte de energía térmica y componentes mecánicos adecuados. Los motores se pueden clasificar en una de las siguientes categorías (véase Figura 2.1.) dependiendo del lugar donde se produce el proceso de combustión:

- **Motores de combustión externa:** son los motores en los que el proceso de combustión ocurre fuera del fluido de trabajo, como los motores Stirling.
- **Motores de combustión interna:** son los motores en los que el proceso de combustión se produce en el fluido de trabajo, que suele ser una mezcla de combustible y aire.

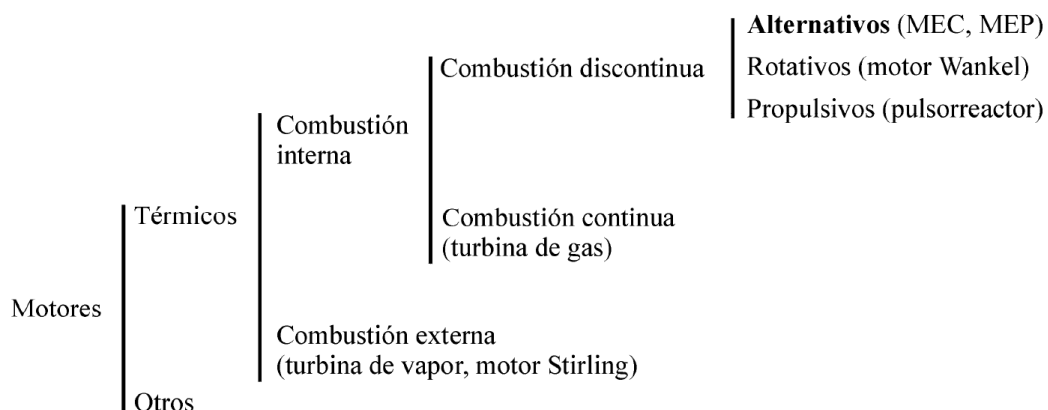


Figura 2.1. Clasificación de los motores

Fuente: F. Payri y J.M. Desantes (2011)

Además, se puede dividir a los motores de combustión interna en dos subcategorías en función del tipo de combustión que presentan:

- **Motores de combustión continua:** son los motores en los que el proceso de combustión tiene lugar de forma continuada en el tiempo y, por lo tanto, el fluido de trabajo fluye continuamente a través del motor.
- **Motores de combustión discontinua:** son los motores en los que el proceso de combustión es intermitente. El fluido en estos motores puede trabajar sobre una superficie móvil o aumentar la energía cinética de una corriente.

Payri y Desantes (2011) señalan que cuando el fluido de trabajo actúa sobre una superficie móvil, esta puede presentar un movimiento rectilíneo o un movimiento giratorio. El primer tipo se trata de un motor de combustión interna alternativo (MCIA), mientras que el segundo es un motor rotativo, como un motor Wankel. En este proyecto se va a estudiar y ensayar un componente de los MCIA, y por lo tanto no se desarrollarán los demás tipos de motores.

En cuanto al funcionamiento de los MCIA cabe destacar que este es cíclico y consta de 4 etapas (véase Figura 2.2.), que tienen lugar cada 2 vueltas del cigüeñal en un motor de 4 tiempos, y se explica a continuación.

En primer lugar, está la etapa de admisión y es aquella en la que se llena la cámara de fluido de trabajo. Las válvulas de admisión del motor se abren y el aire entra al cilindro, bien por la depresión generada al desplazarse hacia abajo el pistón en los motores de aspiración natural, o bien por la presión que genera el turbocompresor en el colector de admisión en los motores sobrealimentados.

En segundo lugar, la etapa que tiene lugar es la compresión y es aquella en la que se cierran las válvulas de admisión, el pistón asciende y el aire que hay en el cilindro se comprime, de forma que aumenta su temperatura.

En tercer lugar, se encuentra la etapa de expansión y es aquella en la que se inyecta el combustible en el cilindro mientras el pistón asciende y está cercano al punto muerto superior (PMS). Es en este momento en el que, en función del tipo de MCIA que sea, se inicia la combustión por diversos métodos. Por consiguiente, el pistón desciende debido a la gran diferencia de presión generada por la combustión y produce el trabajo mecánico esperado.

Por último, se produce la etapa de escape y es aquella en la que se abren las válvulas de escape cuando el pistón se encuentra cerca del punto muerto inferior (PMI), de modo que cuando el pistón asciende se expulsan del cilindro los productos de la combustión que forman los gases de escape.

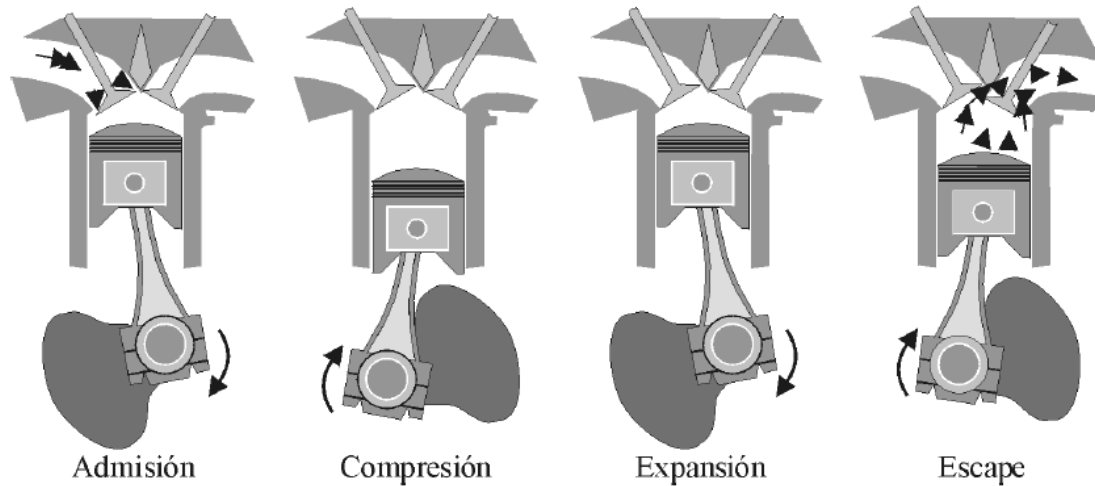


Figura 2.2. Fases de un motor de 4 tiempos

Fuente: F. Payri y J.M. Desantes (2011)

2.2. Diferencias entre motores de encendido provocado y motores de encendido por compresión

La clasificación más importante de los MCIA es aquella que divide los motores en función del tipo de encendido y posterior combustión que presentan, es decir, los motores de encendido provocado (MEP) y los motores de encendido por compresión (MEC). Esta distinción es fundamental, ya que ambos motores necesitan distintas condiciones de operación y diseños específicos.

Así pues, en los MEP el encendido que da lugar a la combustión se suscita a través de un aporte de energía del exterior en un punto determinado de la cámara de combustión, desde el que se inicia la propagación del frente de llama. Para lograr dicha transmisión es necesario que la mezcla sea homogénea en toda la cámara de combustión y que esté dentro de los límites de inflamabilidad. Como consecuencia, el proceso de mezcla debe realizarse al inicio del ciclo, durante la carrera de admisión. Además, se debe limitar la temperatura del fluido en el cilindro para evitar que el combustible se autoencienda durante la etapa de compresión. Para obtener una mezcla homogénea de aire-combustible que esté dentro de los límites de inflamabilidad se requiere que la regulación de la carga cuantitativa, es decir, que pueda controlar tanto la masa de combustible aportada como la masa de aire, lo que hace necesario estrangular el flujo de aire en el colector de admisión (Payri y Desantes, 2011).

Por otra parte, con el objetivo de provocar el autoencendido de la mezcla en los MEC se debe alcanzar una elevada temperatura en la cámara de combustión y se debe reducir al máximo la exposición del combustible al aire, por tal de evitar el encendido espontáneo sin control. Para conseguir esto, es necesario utilizar inyectores que trabajen hasta los

2.000 bares de presión y que sean capaces de inyectar el combustible al finalizar la etapa de la compresión, de forma que se produzca la mezcla en la cámara de combustión durante un corto período de tiempo del ciclo. Sin embargo, la ventaja de este tipo de motores es la regulación cualitativa de la mezcla, es decir, es posible variar la carga del motor ajustando la cantidad de combustible inyectada, sin alterar la cantidad de aire que se admite. Además, el combustible debe satisfacer especificaciones establecidas por el sistema de inyección y por la capacidad de encenderse por sí mismo.

Con la información expuesta hasta el momento, se puede observar las diferencias significativas que existen entre los MEP y los MEC, tanto en términos de cómo se forma la mezcla del aire con el combustible, de cómo se regula la carga y de los tipos de combustible que se utilizan.

2.3. Motores de encendido provocado

En este apartado se procede a explicar detalladamente los aspectos mencionados en la descripción de los MEP expuesta anteriormente.

2.3.1. Formación de la mezcla

De acuerdo con Payri y Desantes (2011), hoy en día es una práctica extendida en el mundo del automóvil utilizar inyectores en los MEP, aunque en algunos motores económicos y de baja cilindrada se sigue empleando carburadores. El inyector puede estar ubicado tanto en el propio cilindro si se trata de un motor de inyección directa como en el colector de admisión si se trata de un motor de inyección indirecta.

En caso de que el combustible se introduzca en el colector de admisión, el tiempo disponible para que se forme la mezcla es el tiempo que dure la primera fase del ciclo, es decir, la etapa de admisión y la etapa de compresión.

De igual manera, el tiempo del que se dispone en los motores de inyección directa en los que se inyecta el combustible durante la etapa de admisión es el mismo. No obstante, en determinadas circunstancias, el combustible se inyecta durante la etapa de compresión, de forma que se reduce significativamente el tiempo disponible para la formación de la mezcla.

2.3.2. Regulación de la carga en motores de encendido provocado

2.3.2.1. Motores de encendido provocado de inyección indirecta

Se denomina como dosado a la relación entre la masa de aire y la masa de combustible que hay en la cámara de combustión y dosado estequiométrico a la proporción necesaria de aire para que se queme todo el combustible sin exceso de aire.

Así pues, como en los MEP de inyección indirecta se pretende tener una mezcla de combustible y aire homogénea en toda la cámara de combustión, el valor del dosado debe estar dentro de un rango de valores muy cercanos al dosado estequiométrico. Por este motivo, es crucial modificar la masa de combustible inyectado de forma proporcional a la masa de aire para cambiar la potencia del motor.

Payri y Desantes (2011) indican que el único método para variar la masa admitida en el cilindro es modificando su densidad, ya que a un régimen de giro específico la cantidad de aire admitido es prácticamente constante. Esto se puede lograr a través de una válvula de estrangulación, que se coloca en el colector de admisión y varía la presión de admisión. La masa de mezcla admitida se modifica con esta técnica, pero no lo hace el dosado, motivo por el cual hace que sea conocida como regulación cuantitativa.

Es importante señalar que cuanto menor espacio para el paso del aire deje la válvula de estrangulación en el colector de admisión, mayor trabajo realizará el émbolo para introducir la mezcla en el cilindro, lo que empeorará el rendimiento del motor debido a la reducción de la carga del motor.

2.3.2.1. Motores de encendido provocado de inyección directa

La distribución espacial de la mezcla de combustible y aire en los motores de encendido provocado con inyección directa, en los que el combustible entra directamente a la cámara de combustión a través de los inyectores, puede variar significativamente en función de la carga a la que está operando el motor.

En el caso de funcionamiento a plena carga del motor el combustible se inyecta durante la etapa de admisión, de forma que se logra obtener una mezcla homogénea en todo el volumen de la cámara, tal y como se hace con los motores de inyección indirecta. No obstante, en cargas parciales se pretende conseguir una mezcla estratificada, es decir, heterogénea, con dosado elevado en las zonas próximas a la bujía y dosado bajo en las zonas alejadas a esta o incluso nulo en la periferia de la cámara.

Para lograr este objetivo, el combustible entra directamente a la cámara de combustión a través de los inyectores durante la carrera de compresión. Diversos factores como la morfología de la cámara de combustión, el posicionamiento del inyector, el inicio y la duración de la inyección y la forma del chorro, juegan un papel importante en la distribución del combustible. En este tipo de motores, cuando el combustible es gasolina, el dosado oscila entre 1/12,5 a plena carga y 1/50 en cargas parciales. Se puede estimar que el 40% del control se lleva a cabo a través de la inyección, mientras que el resto se

regula mediante la estrangulación de la admisión. Con esta táctica, es posible compensar la disminución del rendimiento del motor a cargas parciales (Payri y Desantes, 2011).

2.3.3. Combustión

En los MEP tradicionales, la combustión de la mezcla homogénea de aire y combustible se inicia localmente, normalmente a través de un arco eléctrico formado por la bujía. El proceso de combustión premezclada continúa con un frente de llama que viaja por todo el volumen de la cámara de combustión y, posteriormente, del cilindro. Debido a la velocidad a la que se propaga la llama en la combustión se clasifica como deflagración, ya que no se produce una explosión y es relativamente lenta en comparación con la velocidad del sonido.

El autoencendido, inherente a los MEC, es muy perjudicial en los MEP y puede provocar averías y mal funcionamiento. La cámara de combustión puede experimentar gradientes de presión tanto temporales como espaciales cuando el autoencendido implica una cantidad de mezcla significativa de aire y combustible. Payri y Desantes (2011) afirman que, aunque a veces se le denomina detonación en escritos sobre los MCIA, no es realmente una detonación, es una perturbación de presión en la cámara causada por un proceso de combustión de autoencendido.

Por lo tanto, en MCIA con sistemas de combustión convencionales, es esencial comprender los tres tipos de procesos de la combustión: autoignición, que debe controlarse en MEC y evitarse en MEP; combustión premezclada, característica de los MEP; y combustión por difusión, que es típica de los MEC.

2.3.4. Potencia y rendimiento

Según Payri y Desantes (2011), en los MEP el proceso de formación de la mezcla tiene menos limitaciones temporales que los MEC, cosa que les permite trabajar a mayores regímenes de giro. Como resultado, admitida la misma masa de aire en condiciones de igual cilindrada y densidad de aire en el circuito de admisión, los MEP pueden quemar mayor cantidad de combustible y, por ende, generar un mayor trabajo por ciclo que los MEC. Estos dos factores suponen que los MEP, comparados con un MEC de características similares, puedan entregar una mayor potencia o mayor potencia específica, es decir, potencia por unidad de cilindrada.

Sin embargo, las diferencias en potencia específica pueden ser mitigadas o incluso revertidas en el caso de los motores sobrealimentados. Esto se debe a que los MEC pueden aceptar un mayor grado de sobrealimentación, cosa que les permite competir con MEP similares en términos de potencia además de presentar un mayor rendimiento que un MEC de aspiración natural. Asimismo, por norma general, los MEC tienen mayor rendimiento

global que los MEP por su capacidad de trabajar con relaciones de compresión mayores y dosados bajos.

2.4. Sistema de recirculación de gases de escape

La recirculación de gases de escape (EGR) es un método muy utilizado para reducir la formación de óxidos de nitrógeno (NO_x) generados por vía térmica. Esta estrategia aumenta la cantidad de gases residuales de la combustión retenidos en el cilindro al finalizar el proceso de admisión. Existen dos tipos de EGR, el interno y el externo.

El primero de ellos se define como los gases de escape del ciclo anterior que se han quedado en el cilindro tras la etapa de escape. Este fenómeno puede ocurrir o bien de forma incontrolada, por una expulsión de los gases quemados deficiente o por la presencia de reflujos hacia el conducto de admisión durante el cruce de válvulas, o bien de forma intencionada con un adecuado diseño de las levas de escape y admisión o con un sistema de distribución variable.

El segundo tipo consiste en la recirculación forzada de gases de escape desde el conducto de escape hasta el conducto de admisión controlada por una válvula. Este método es el más utilizado y de ahora en adelante se denominará solo como EGR, ya que el EGR interno presenta limitaciones en cuanto a la cantidad de gases que es capaz de recircular y es complicado de controlar.

Payri y Desantes (2011) muestran que el efecto combinado de tener un calor específico más alto que el aire debido a la concentración de CO₂ y vapor de agua, y de reducir la velocidad de combustión debido a compuestos inertes, disminuye considerablemente la temperatura de llama y, por lo tanto, la formación de NO_x. Este efecto es más pronunciado si el gas recirculado pasa por un intercambiador de calor para enfriarse antes de introducirse en el conducto de admisión.

En la actualidad, existen varios tipos de sistemas EGR, que se eligen en función de las necesidades y características específicas del motor en el que se instalan. Las clasificaciones se realizan en función de diversos factores como la presión de los gases de escape, su temperatura de recirculación y el método de extracción de los gases. La siguiente representación esquemática proporciona una clasificación detallada de los sistemas disponibles en la industria de la automoción (véase Figura 2.3.).

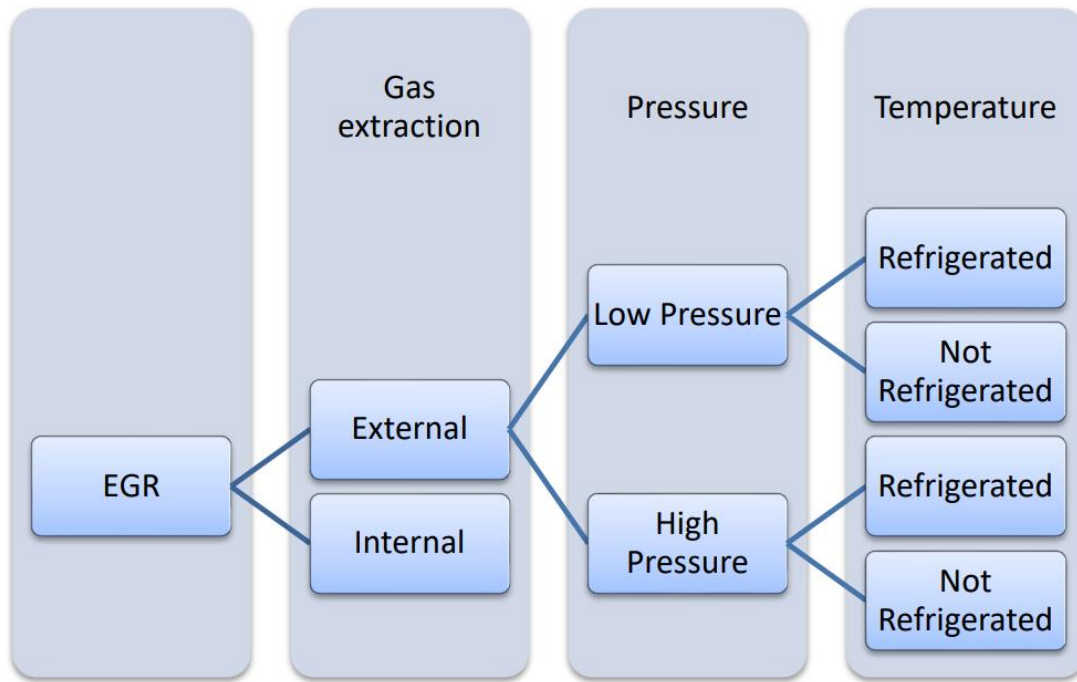


Figura 2.3. Tipos de sistemas EGR

Fuente: CMT, comunicación personal, 25 de junio de 2024

La cantidad de gas que se recircula normalmente se expresa en valores relativos o porcentajes (véase Ecuación 1.). Así pues, la tasa de EGR se define como el cociente entre la masa de gases recirculados dividido entre la masa de gas total admitido en el cilindro por el motor.

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{TOTAL}} \cdot 100$$

Ecuación 1. Porcentaje EGR

Donde EGR representa la tasa porcentual de EGR, \dot{m}_{EGR} es el gasto de gases de escape recirculados y \dot{m}_{TOTAL} es el gasto de gases admitidos por el motor.

En MEP de aspiración natural, el tramo del conducto de admisión que está situado aguas abajo de la válvula de mariposa tiene una presión menor que la existente en el escape, especialmente cuando se trabaja con cargas parciales, lo que garantiza el flujo de EGR. La unidad de control electrónico del motor (ECU) es la encargada de controlar las válvulas de vacío o servoválvulas que regulan el caudal de gases. No obstante, en la mayoría de los MEP para automóviles la EGR se desactiva cuando la temperatura del motor no alcanza el punto óptimo para su funcionamiento, ocasionalmente a ralentí cuando la emisión de hidrocarburos es alta, y a plena carga para dejar entrar mayor carga



de mezcla fresca a una mayor presión efectiva. Es común eliminar la válvula EGR en los motores de menor cilindrada para reducir costes. En motores más grandes la EGR se usa normalmente y permite un consumo reducido cuando trabajan a una carga baja ya que la EGR abierta implica un menor cierre de la válvula de mariposa, permite reducir el bombeo y elimina los problemas de autoencendido en el cilindro cuando trabajan a una carga alta (Payri y Desantes, 2011).

3. Características del motor ensayado en el proyecto

3.1. Introducción

En el siguiente capítulo se habla de los parámetros del motor con el que se trabaja a tener en cuenta para llevar a cabo el estudio presentado en este proyecto. En un primer lugar, se introduce la ficha técnica del motor ensayado, con sus especificaciones y características. Seguidamente, se explica en detalle el sistema del motor que es objeto de estudio del trabajo. No obstante, cabe destacar que otros aspectos como la refrigeración y lubricación del motor se adaptaron en la sala de ensayos para el motor, pero no procede desarrollarlo en este estudio.

3.2. Datos técnicos del motor ensayado

El motor que se ha estudiado en este proyecto es el HR12DDV y ha sido proporcionado por Renault Group SA (véase Tabla 1.). Este motor tiene una cilindrada de 1.199 centímetros cúbicos (cc) y contiene tres cilindros, con un bloque motor hecho de aluminio y un turbocompresor de geometría variable. Está alimentado por gasolina sin plomo 95, con un método de inyección directa. El motor produce una potencia nominal de 130 CV o 96 kW y genera un par de 230 Nm (véase Figura 3.1).

Tabla 1. Especificaciones del motor ensayado

Elemento	Especificación
Modelo	HR12DDV (Renault HR12)
Cilindrada (cc)	1.199
Número de cilindros (-)	3
Orden de encendido	1/2/3
Combustible	Gasolina
Relación de compresión (-)	12,05:1
Potencia máxima	96 kW @ 4.750 rpm
Par máximo	230 Nm @ 1.750 rpm
Diámetro del cilindro (mm)	75,51
Carrera (mm)	89,12
Longitud entre ejes de la biela (mm)	138,1

Fuente: Elaboración propia

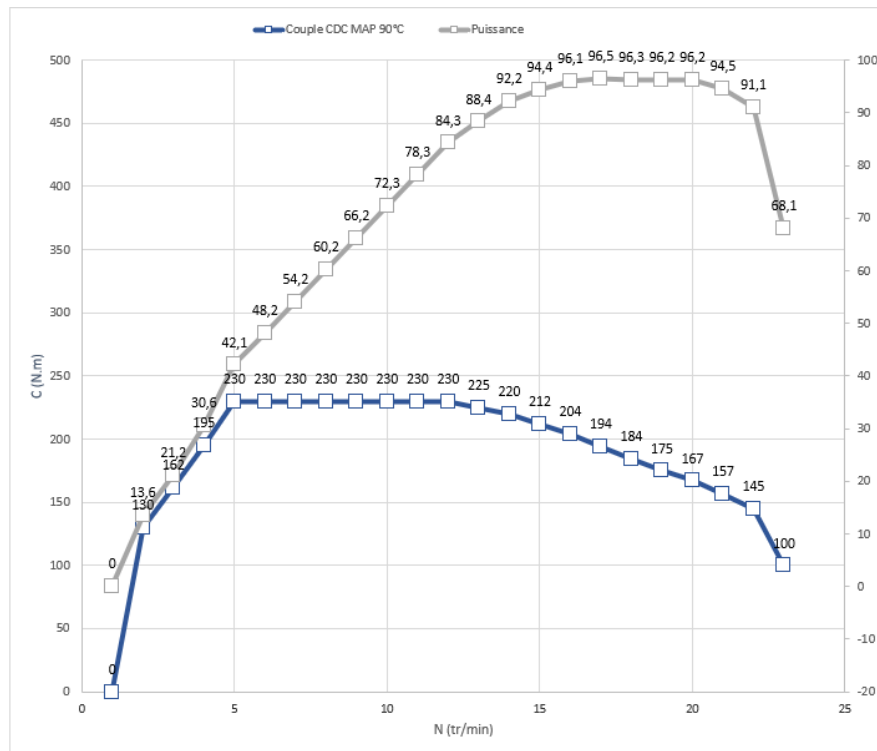


Figura 3.1. Curva característica del motor

Fuente: Renault Group SA, comunicación personal, 11 de junio de 2024

Existen otras variantes híbridas del motor con diferentes especificaciones, pero no se hablará de ellos en este TFG. En la Tabla 2. se muestran los límites de las distintas variables que impuso Renault Group SA para la realización de los ensayos.

Tabla 2. Límites de las variables

Paramètre	Unité	Valeur maxi autorisée
N min/ralenti	tr/min	750
N max	tr/min	6500
NTURB	tr/min	243000
P_A_COL (abs)	mbar	3300
P_A_APC (abs)	mbar	3200
P_A_AVT (abs)	mbar	4200
P_CRT min	mbar	-70
P_CRT max	mbar	20
T_APC stab / pic	°C	190 / 210
T_AVT	°C	960
T_APT	°C	880
T_CAT	°C	980
T_GPF	°C	980
T_HLE nomi / maxi	°C	90 / 135
T_SE nomi / maxi	°C	90 / 110
T_EGR	°C	900
DP EGR	mbar	30
APMAX_0	°v	35
KP_PK max	bar	10

Fuente: Renault Group SA, comunicación personal, 11 de junio de 2024

El motor ensayado en este proyecto y su correspondiente sistema de adquisición de datos se muestra en la Figura 3.2. y Figura 3.3. A primera vista, distinguir el motor en sí puede suponer un desafío debido a los numerosos elementos que son necesarios para operar adecuadamente en el banco de pruebas. Diversos componentes no forman parte del motor en sí, sino que son piezas necesarias para monitorear, analizar y diagnosticar el comportamiento de este. Entre ellos encontramos sensores de temperatura y presión, el sistema de refrigeración del motor, el sistema de escape y la estructura de soporte del bloque del motor.

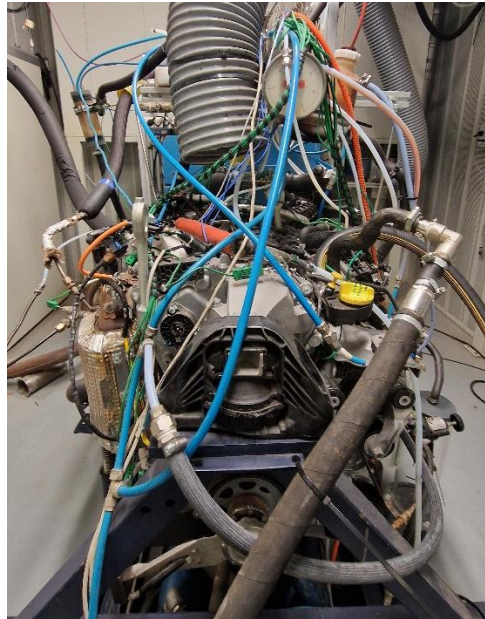


Figura 3.2. Vista frontal motor ensayado

Fuente: Elaboración propia



Figura 3.3. Vista lateral motor ensayado

Fuente: Elaboración propia

3.3. Sistema de recirculación de gases de escape

En capítulos anteriores, se ha introducido el concepto de sistema EGR, explicando brevemente su cometido y funcionamiento y clasificándolo según sus características y necesidades del motor. Ahora, en este apartado nos centraremos en el sistema EGR instalado en el motor ensayado en el proyecto, el HR12 de Renault. El sistema presente en los motores HR12 es un EGR de baja presión refrigerado externamente (véase Figura 3.4.). Este componente es crucial para la comprensión de este TFG ya que es la causa del problema que motivó el estudio y es el propio objeto de estudio. Así pues, se procede a explicar en detalle el funcionamiento de este tipo de sistema EGR.

De acuerdo con Payri y Desantes (2011), en el sistema EGR de baja presión el gas de escape se extrae aguas abajo de la turbina, concretamente a la salida del filtro de partículas, y se dirige a la admisión, concretamente a la entrada del compresor de sobrealimentación, aprovechando el vacío generado por este. Este proceso está diseñado para evitar posibles daños al compresor y al *intercooler*, ya que mantiene el circuito EGR a presión atmosférica. Además, se evita la inversión del flujo, puesto que la presión de los gases de escape siempre es mayor o al menos igual a la presión del aire de admisión. No obstante, la diferencia de presión entre el punto de extracción y de descarga debe compensarse para conseguir los niveles de EGR deseados, lo que precisa de sistemas auxiliares como una válvula de contrapresión en el escape o una válvula de estrangulamiento en la admisión.

Algunas de las ventajas de los sistemas EGR de baja presión son:

- Abundante homogeneización de la mezcla de EGR y aire al unirse antes de pasar por el compresor.
- Posibilidad de tener gases de EGR limpios de partículas.
- Menor temperatura de la mezcla de aire fresco y EGR.

Algunos inconvenientes de los sistemas EGR de baja presión son:

- Presencia de condensación en el conducto de admisión, con un gran potencial corrosivo y destructivo para los álabes del compresor.
- Influencia negativa sobre las prestaciones y la durabilidad del compresor.
- Encarecimiento y complejidad del motor al tener un sistema EGR más largo que presenta mayores dificultades para su control y regulación.

Por otro lado, es conveniente recordar que el sistema EGR ensayado no es el que viene de serie con el motor, sino que es un nuevo diseño hecho con diferente material que ha entregado la empresa que fabrica los turbocompresores para Renault con la intención de que se estudie y ver si es capaz de solucionar los problemas de condensación, sin dejar de lado las prestaciones requeridas. Por consiguiente, en el diseño ensayado la unión del conducto proveniente de la válvula de EGR con el conducto de admisión no se hace en único punto, sino que tiene forma de anillo y mezcla los gases de escape con el aire fresco en 4 puntos distintos, lo que dificulta y encarece su proceso de fabricación.

EGR baja presión (LP-EGR)

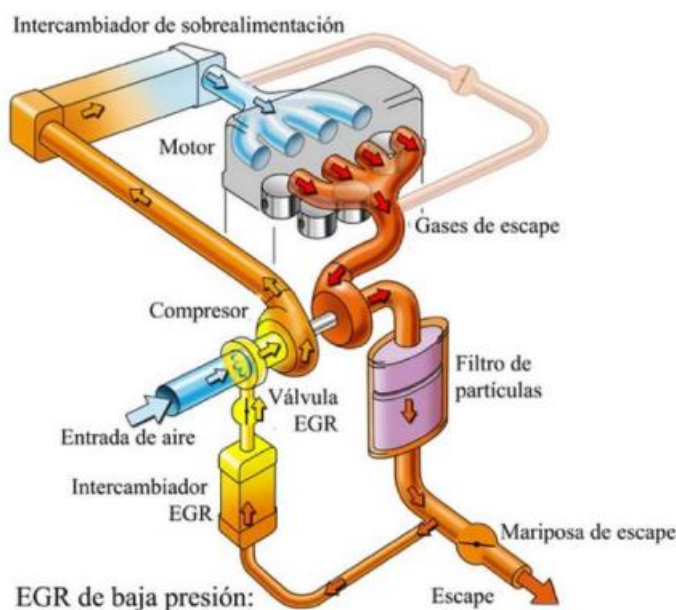


Figura 3.4. Sistema EGR de baja presión

Fuente: *Mantenimiento de máquinas térmicas (2023, Tema 7 Mantenimiento preventivo de MCI diapositiva 22)*

Por último, hay que recordar que, tal y como se muestra en el capítulo 2, el objetivo principal del sistema EGR es reducir la formación de NO_x generados por vía térmica aumentando la cantidad de gases de escape presentes en el cilindro al finalizar la etapa de admisión. Aun cuando el catalizador de tres vías está activo, que es capaz de oxidar CO y HC y reducir NO_x en caso de tener mezcla estequiométrica, el EGR es útil ya que puede mejorar el rendimiento a cargas bajas y reducir el riesgo de combustión por autoignición.

4. Componentes de la sala de ensayos

4.1. Introducción

En el siguiente capítulo se explica el tipo de ensayo realizado en el proyecto y los conceptos básicos de los elementos que conforman una sala de ensayos. Así pues, las pruebas que se realizan a los motores pueden clasificarse en función de sus características, que varían según el método de ejecución y de su objetivo.

Tomando en cuenta el objetivo del proyecto, Payri y Desantes (2011) declaran que el ensayo realizado entra en la categoría de ensayo de investigación y desarrollo (I+D). Este tipo de ensayos se centran en la medición de parámetros que describen un proceso específico del motor analizado (véase Figura 4.1.). Por esta razón, son pruebas increíblemente diversas e implican una gran complejidad, lo que requiere que el investigador conozca el tema y preste una atención meticulosa a los detalles.

Por otra parte, en cuanto al método de experimentación, en este trabajo se realiza un ensayo con combustión. Este tipo de ensayos se llevan a cabo en condiciones operativas estándar del motor como puede ser en régimen estacionario, cuando se extraen las curvas características del motor, o en régimen transitorio, cuando se calculan las pérdidas mecánicas del motor a través del método de desaceleración libre, o cuando se miden las emisiones a lo largo del ciclo Europa.

No obstante, a pesar de proporcionar un reflejo realista de las condiciones naturales de funcionamiento del motor y otorgar datos sobre la evolución de parámetros específicos en estas condiciones, este tipo de ensayos presentan desafíos considerables para la medición de ciertas variables específicas, principalmente aquellas vinculadas a fenómenos internos del motor.



***Figura 4.1.** Vista general de la sala de ensayos*

***Fuente:** Elaboración propia*

En la ejecución de cualquier prueba de un motor se realizan tres funciones básicas (véase Figura 4.2.) según Payri y Desantes (2011).

En primer lugar, la medición se basa en determinar a través de un transductor el valor instantáneo o promedio de una variable específica. Algunos ejemplos de mediciones son el régimen de giro del motor, la presión dentro del cilindro y la temperatura del aceite.

En segundo lugar, se encuentra la regulación, que tiene como objetivo principal mantener estable una variable de funcionamiento específica a lo largo de la prueba, lo que supone la medición previa de dicha variable. Para lograr esta regulación se necesita un transductor, un sistema actuador y un sistema de control que conecte los dos dispositivos. Algunos ejemplos de regulación son la actuación sobre el freno del banco para aumentar o reducir la velocidad a la que rota el motor o la actuación sobre el sistema que controla el consumo de combustible para modificar la carga.

Por último, la tercera función es el registro, que se trata de la medición instantánea de una variable sincronizada con la variación temporal de un parámetro adicional asociado al motor. Por ejemplo, el registro de la presión instantánea en el cilindro en relación con el ángulo de rotación del cigüeñal para obtener el diagrama indicador del motor.

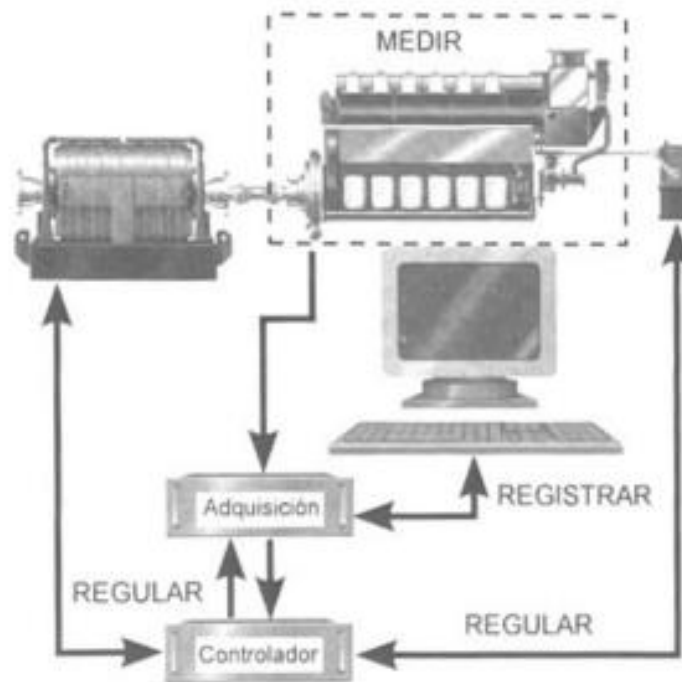


Figura 4.2. *Funciones durante el ensayo de motores*

Fuente: *F. Payri y J.M. Desantes (2011)*

4.2. Sensores y mediciones

Para conseguir una adecuada caracterización y medición de todos los aspectos y parámetros del motor, primero es necesario entender qué datos se toman durante los ensayos de un proyecto de estas características. A continuación, se dividen en dos subgrupos los diversos parámetros del motor, en función del tipo de información que aportan (Payri y Desantes, 2011).

Por un lado, se encuentran los parámetros fundamentales (véase Tabla 3.) como el par, la potencia y el consumo de combustible, y son aquellos que aportan información directa sobre el rendimiento del motor. Con estos parámetros también se obtienen las curvas características del motor tanto en condiciones de plena carga como de carga parcial.

A la hora de realizar los ensayos de motor, dos variables esenciales determinan las propiedades de funcionamiento del motor. La primera variable es el grado de carga, que en los MEP se regula actuando sobre la válvula mariposa del sistema de admisión. La segunda variable es la velocidad de giro, regulada por un dispositivo externo que disipa la potencia desarrollada por el motor. Este elemento regulador en un banco de pruebas es el freno dinamométrico.

Tabla 3. Parámetros fundamentales

Parámetro a medir	Parámetro derivado	Instrumentación
Par efectivo	Presión media efectiva	Balanza, célula de carga
Régimen de giro	Velocidad lineal media del pistón, potencia efectiva	Tacómetros ópticos, magnéticos, mecánicos
Consumo de combustible	Consumo específico, rendimiento efectivo	Medidores volumétricos y gravimétricos

Fuente: F. Payri y J.M. Desantes (2011)

Por otro lado, se encuentran los parámetros específicos (véase Tabla 4.) y difieren de los parámetros fundamentales en que no revelan directamente el rendimiento del motor. Sin embargo, en muchas ocasiones pueden proporcionar información cualitativa sobre algunas prestaciones, como por ejemplo el gasto de aire. Se puede clasificar a los parámetros específicos en promedio e instantáneos.

Los parámetros específicos promedio son útiles para caracterizar los procesos del motor que permanecen estáticos o cuasiestáticos a lo largo del tiempo. En oposición, los parámetros específicos instantáneos brindan información sobre las variables que cambian con el tiempo. Un excelente ejemplo de un parámetro específico instantáneo es la presión instantánea del cilindro. Este parámetro es particularmente indicativo porque nos permite diagnosticar otras variables del motor.

Tabla 4. Parámetros específicos

Parámetro a medir		Parámetro derivado	Instrumentación
Medios	Temperatura	Control, determinación del gasto másico de aire	Termopar, termorresistencia, termistor
	Presión		Columna de líquido, captador piezorresistivo
	Gasto de aire	Rendimiento volumétrico, dosado	Tobera, diafragma, flujo laminar, anemómetro
	Contaminantes gaseosos		Infrarrojos, quimioluminiscencia, ionización de llama
	Partículas		Túnel o mini túnel de dilución
	Humos		Bosch
Instantáneos	Presión	En cilindro: presión media, potencia y rendimiento indicados, rendimiento mecánico, presión máxima En colectores: gasto instantáneo	Captador piezoeléctrico, muelle débil Captador piezoeléctrico, piezorresistivo
	Ángulo de giro	Variación del volumen del cilindro	Codificador angular óptico, magnético
	Humos		Hartridge

Fuente: F. Payri y J.M. Desantes (2011)

4.3. Sensores de presión

Las principales mediciones de presión en este proyecto abarcan el colector de admisión, tanto antes como después del compresor, la cámara del cilindro y el colector de escape, tanto antes como después de la turbina. Por lo general, en las pruebas de motores, existe el requisito de medir tanto las presiones promedio como las instantáneas.

Tener un conocimiento preciso de la presión en el colector de admisión es vital para determinar las condiciones que rodean la introducción de aire en el motor, ya sea durante los puntos de prueba que involucran la implementación del sistema EGR o en su ausencia.

Además, el conocimiento instantáneo de la presión en la cámara del pistón se vuelve necesario debido a la naturaleza transitoria de la prueba. Asegurarse de que los sensores entreguen información sobre la presión de forma rápida desde la cámara se vuelve imperativo. Esto permite evaluar el proceso de combustión dentro del cilindro en cada apartado de la prueba.

Así pues, para poder obtener la información mencionada en los párrafos anteriores, se ha utilizado sensores de presión piezoeléctricos en los ensayos del motor (véase Figura 4.3. y Figura 4.4.). Estos trabajan con la capacidad que tienen los cristales de cuarzo de

cargarse eléctricamente cuando se someten a presión. Con esta propiedad, miden variaciones de presión relativa y precisan de acondicionadores costosos para regularizar la señal de salida. Se caracterizan por tener una sensibilidad adecuada, una alta linealidad y un amplio rango dinámico. Por este motivo, son indicados para procesos con ciclos rápidos de trabajo y para lugares en los que existen elevadas cargas dinámicas y térmicas, como en la etapa de combustión o de escape. Este tipo de sensores también se usa para medir la presión instantánea en las líneas de inyección y en el colector de admisión.

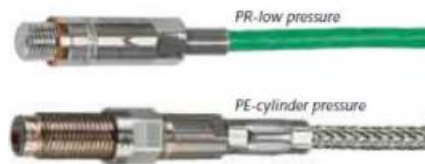


Figura 4.3. Sensores piezoeléctricos para medir presión

Fuente: Mantenimiento de máquinas térmicas (2023, Tema 10 Diagnóstico de motores por síntomas internos diapositiva 13)



Figura 4.4. Sensor piezoeléctrico instalado en el motor ensayado

Fuente: Elaboración propia

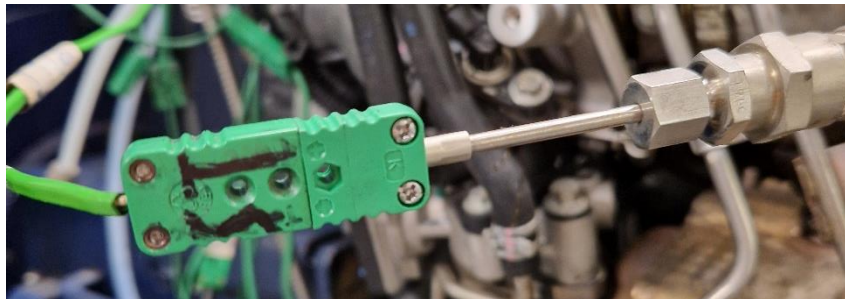
4.4. Sensores de temperatura

El proceso de medición de temperatura implica un intercambio de calor entre el elemento de medición y el medio bajo inspección. Así pues, se debe lograr el equilibrio térmico entre estas dos entidades antes de que la señal de salida del transductor pueda representar con precisión la temperatura del medio. Es posible que en algunas ocasiones se deba considerar la influencia del elemento de medición en las propiedades térmicas del medio para conseguir una medida acertada.

En las salas de ensayos se utilizan diversos tipos de termómetros eléctricos para medir la temperatura. Los tipos principales incluyen detectores de temperatura de resistencia

(RTD), termopares y termistores. En la configuración de la sala de pruebas en la que se han realizado los ensayos para este proyecto, se utilizaron termopares (véase Figura 4.5.).

De acuerdo con Payri y Desantes (2011), los termopares funcionan generando una fuerza electromotriz cuando hay una diferencia de temperatura en los extremos de los conductores metálicos. Estos tienen una unión caliente para medir el medio y una unión fría a temperatura ambiente como referencia. Los termopares tipo K, hechos de cromel-alumel, generalmente se usan en motores debido a su bajo costo, respuesta rápida y no requieren una fuente de energía. Además, son ideales para medir altas temperaturas en componentes del motor, como los gases de escape. Debido a esto, los termopares tipo K son los que se han empleado en los ensayos. No obstante, tienen inconvenientes como el bajo voltaje de salida, la reducida linealidad, mayor coste de conductores y la necesidad de una unión de referencia.



***Figura 4.5.** Termopar tipo K instalado en el motor ensayado*

***Fuente:** Elaboración propia*

4.5. Medición de combustible

Para aplicaciones específicas, como los procesos de certificación, existe la necesidad de realizar pruebas de motor a largo plazo a una temperatura de combustible constante. El sistema AVL Fuel Balance 733S (véase Figura 4.6.) satisface esta necesidad al suministrar combustible al motor desde un recipiente pesado continuamente que imita las propiedades del tanque de combustible, asegurando así mediciones precisas del consumo.

AVL (s.f.) explica que un sensor de desplazamiento capacitivo externo, que cuenta con una alta sensibilidad, se calibra con un peso de calibración especial para garantizar la precisión del conjunto según la norma ISO 9001. El proceso de calibración, que es automático y se completa en tan solo unos minutos, elimina el riesgo de error humano. Además, la función de enfriamiento del sistema permite establecer la temperatura del combustible en un valor entre 10 y 80 °C. Sin embargo, la temperatura del combustible alcanzada depende de la temperatura del agua de enfriamiento o de la cantidad de calor en el combustible de retorno del motor.

El control de temperatura de alta precisión de este sistema garantiza una temperatura constante del combustible en el valor preestablecido, lo que garantiza la precisión general del sistema de prueba. Además, la separación continua de burbujas de vapor de combustible garantiza un suministro de combustible al motor estable, sin burbujas. El monitor de burbujas integrado activa una advertencia si se detectan burbujas de gas dentro del sistema.



***Figura 4.6.** Balanza de combustible AVL 733S*

***Fuente:** Elaboración propia*

4.6. Medición de par y revoluciones del motor

El par efectivo es una de las mediciones fundamentales a la hora de ensayar un motor, ya que a través de él se obtienen las curvas características de los motores. Otra medición crucial es el régimen de giro del motor, puesto que se relaciona directamente con el par, de forma que se analizan las dos variables paralelamente.

El par del motor se mide de dos formas: directa e indirectamente. Sin embargo, solo se va a explicar en detalle la primera puesto que es la que se ha utilizado en la sala de ensayos. En los métodos directos, un elemento conectado al motor absorbe y disipa la energía desarrollada por este. Una vez que el conjunto alcanza una marcha estable, el sistema habilita la medición del par de frenado, que es igual al par efectivo. Un freno dinamométrico es típicamente el elemento que ejerce par resistivo al motor. Este freno consta principalmente de un rotor conectado directamente al volante de inercia del motor y un estator ajustado contra el rotor. El estator está unido a través de un brazo a una celda

de carga, lo que permite la medición de la fuerza causada por el par de vuelco del estator (Payri y Desantes, 2011).

Por lo que se refiere al freno utilizado en este trabajo es un freno asíncrono, concretamente el AVL ELIN EBG Elektronik INDY 22/2v/0525 (véase Figura 4.7. y Figura 4.8.). A causa de la tecnología que existe hoy en día, los frenos asíncronos, que en esencia son motores de inducción, presentan características operativas casi idénticas a los frenos dinamométricos, pero tienen la ventaja añadida de tener una menor inercia. La velocidad del motor se regula ajustando la frecuencia de la fuente de alimentación, que consta de un inversor de tensión para crear la tensión de frecuencia variable, un circuito intermedio de corriente continua y un rectificador de tensión. Estos frenos son especialmente adecuados para pruebas transitorias como la del estudio, ya que presentan una gran respuesta dinámica debido a su inercia reducida. No obstante, a pesar de estos beneficios, su principal inconveniente sigue siendo su alto coste.

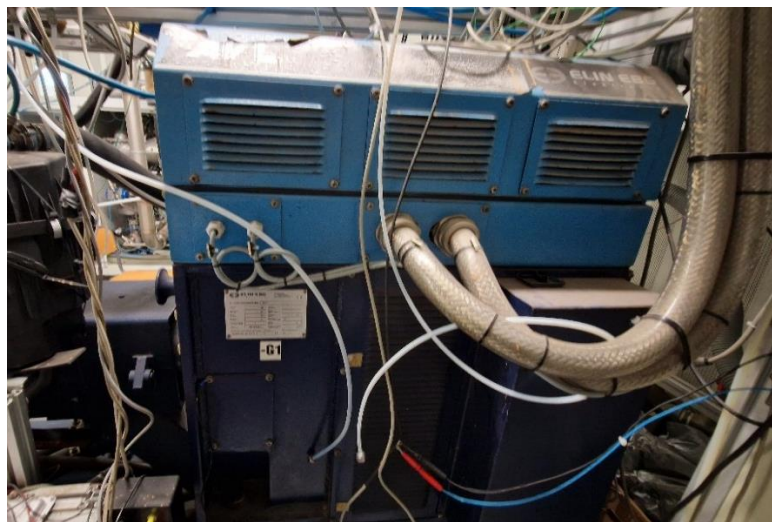


Figura 4.7. Freno asíncrono AVL ELIN EBG Elektronik INDY 22/2v/0525

Fuente: Elaboración propia

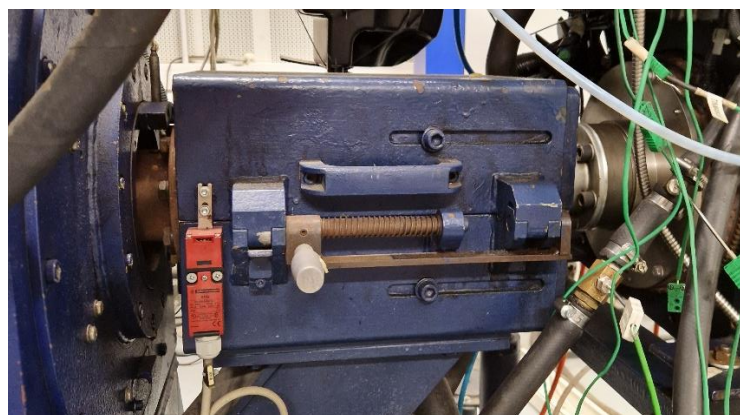


Figura 4.8. Acoplamiento del motor con el freno dinamométrico

Fuente: Elaboración propia

4.7. Estructura del soporte del motor

Para asegurar y posicionar correctamente el motor en la sala de ensayos con la que se ha trabajado en este proyecto, se utiliza una estructura compuesta por rieles para el posicionamiento a lo largo de los ejes longitudinal y transversal, y soportes denominados torres para regular el eje vertical (véase Figura 4.9.). Además de sujetar el motor, esta estructura sostiene el peso del freno mencionado en el apartado anterior. La capacidad de carga de la estructura es de vital importancia, ya que debe soportar sistemas que, en conjunto, producen un elevado peso.



***Figura 4.9.** Estructura soporte del banco de pruebas*

***Fuente:** Elaboración propia*

También se emplea una estructura (véase Figura 4.10.) para soportar los equipos electrónicos encargados de convertir las señales de los diferentes sistemas de adquisición de datos (sensores y transductores). Esta estructura es mucho menos robusta que la anterior debido al material del que está construida y a su peso reducido en comparación con la que sostiene el motor y el freno. Del mismo modo, la carga que debe soportar la estructura es mucho menor.

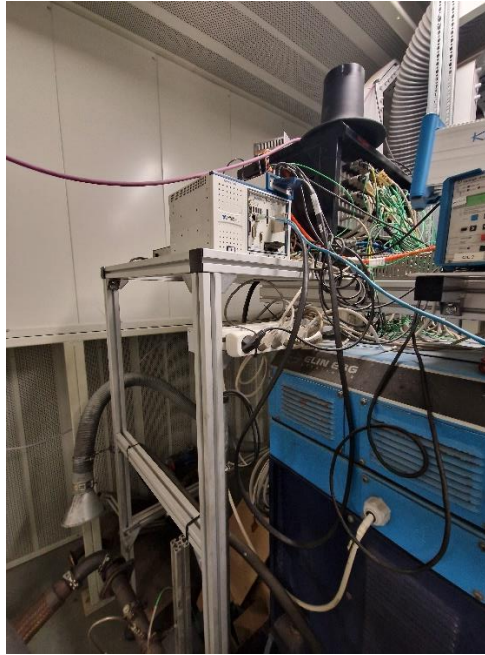


Figura 4.10. Estructura soporte de los sistemas electrónicos

Fuente: Elaboración propia

4.8. HORIBA MEDAS

Creado inicialmente por ingenieros de la UPV y posteriormente comercializado por HORIBA, el sistema MEDAS es un simulador de altitud compacto diseñado para reproducir diversas condiciones ambientales, demostrando ser una opción óptima para ensayar varios vehículos, incluidos vehículos ligeros, pesados y maquinaria móvil no vial.

De acuerdo con HORIBA (s.f.), el sistema MEDAS se adapta perfectamente a varios escenarios de prueba, desde durabilidad y réplicas RDE hasta pruebas y mapeo de emisiones, y puede manejar cualquier cosa, desde el nivel de componente hasta vehículos completos. Una característica vital del sistema es su tecnología patentada, que le permite simular cambios atmosféricos de forma dinámica y con alta precisión.

A pesar de sus amplias capacidades, el sistema mantiene un diseño compacto que permite una fácil reubicación entre diferentes salas de ensayo. Cuenta con una capacidad de realizar mediciones simuladas hasta 5000 m. Esta capacidad se mejora aún más con el módulo de temperatura MEDAS, el MTM, que permite un rango de temperatura de -45 a 50 °C, y el módulo de humedad MEDAS, el MHM, que permite un rango de humedad simulada del 5 al 65 % (véase Figura 4.11. y Tabla 5.). En este trabajo se utiliza el sistema MEDAS y los módulos MHM y MTM (humedad y temperatura) (véase Figura 4.12.).

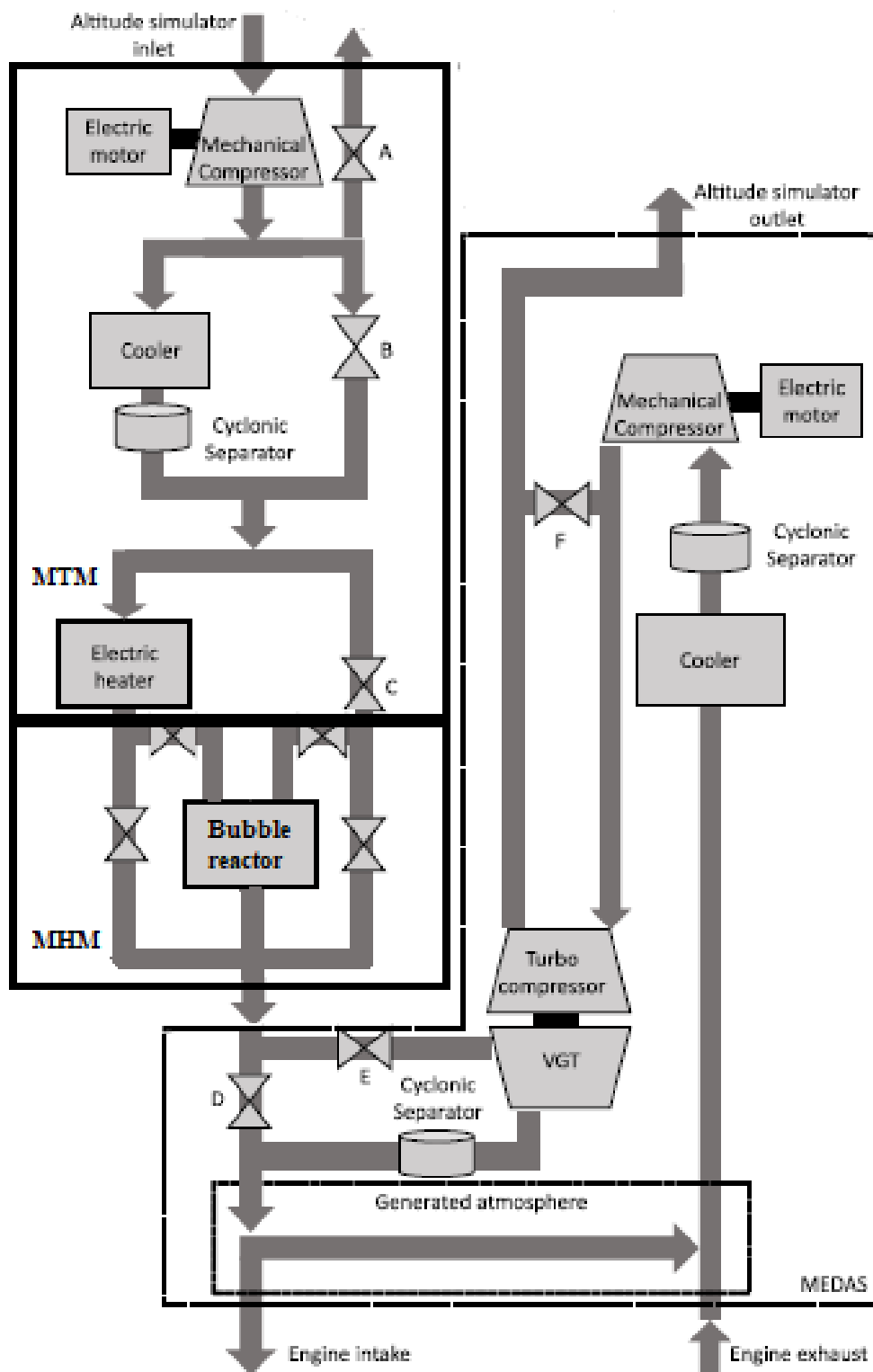


Figura 4.11. Componentes del sistema del HORIBA MEDAS

Fuente: CMT, comunicación personal, 10 de julio de 2024

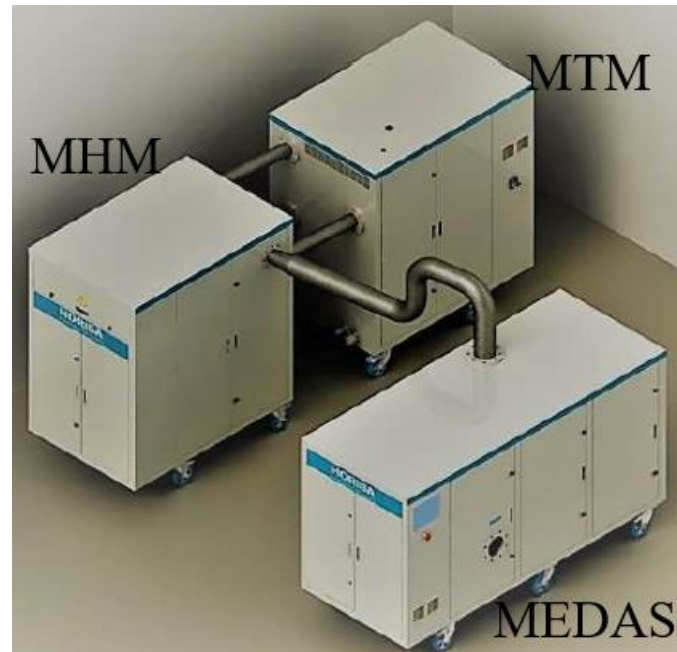


Figura 4.12. Vista general del conjunto HORIBA MEDAS

Fuente: CMT, comunicación personal, 10 de julio de 2024

Tabla 5. Especificaciones HORIBA MEDAS

System	Exhaust Mass Flow [kg/h]	Max. Engine Mass Flow [kg/h]	Altitude Range at Max. Mass Flow [m]		Temperature [°C]	Humidity [g/kg]
			Vacuum	Overpressure		
MEDAS-5012 V	1200	960	750 to 5000	-	Limited	-
MEDAS-5012 VO	1200	960	750 to 5000	-2000 to -750	Limited	-
MEDAS-5015 V	1500	1200	350 to 5000	-	Limited	-
MEDAS-5015 VO	1500	1200	350 to 5000	-2000 to 350	Limited	-
MEDAS-5050 V (HD)	5000	4000	200 to 5000	-	-	-
MEDAS + MTM ST	900 - 1200 - 1500 - 5000	720 - 960 - 1200 - 4000	0 to 5000	-2000 to 0	-45 to 50°C	Only drying
MEDAS + MTM HU + MHM	900 - 1200 - 1500 - 5000	720 - 960 - 1200 - 4000	0 to 5000	-2000 to 0	-45 to 50°C	2 to 65

Fuente: HORIBA

El equipo MEDAS juega un papel fundamental en este proyecto, con su capacidad única de generar ambientes de temperatura y humedad específicos, como se mencionó anteriormente. Gracias a este sistema, se ha mantenido constante la humedad en el caso

del estudio de durabilidad y la presión y la temperatura del aire que provenía del ambiente, asegurando la repetibilidad de los ensayos. Al establecer unas condiciones límite de una diferencia de presión de 5 mbar y 2°C de temperatura, el sistema MEDAS suministra una corriente de aire constante que coincide con las especificaciones establecidas en el software, en este caso, presión ambiente (véase Figura 4.13. y Figura 4.14.). Esta corriente de aire se conecta directamente al sistema de admisión del motor (véase Figura 4.15.), así como al sistema de escape se instala un conducto para asegurar la presión de salida. El sistema se utiliza con el fin de emular el funcionamiento del motor en varios entornos del mundo real, que podrían estar asociados con diversos niveles de presión, temperatura y humedad, por tal de estudiar las prestaciones y la formación de condensados en el colector de admisión.



Figura 4.13. Acoplamiento de entrada y salida del MEDAS

Fuente: CMT, comunicación personal, 10 de julio de 2024

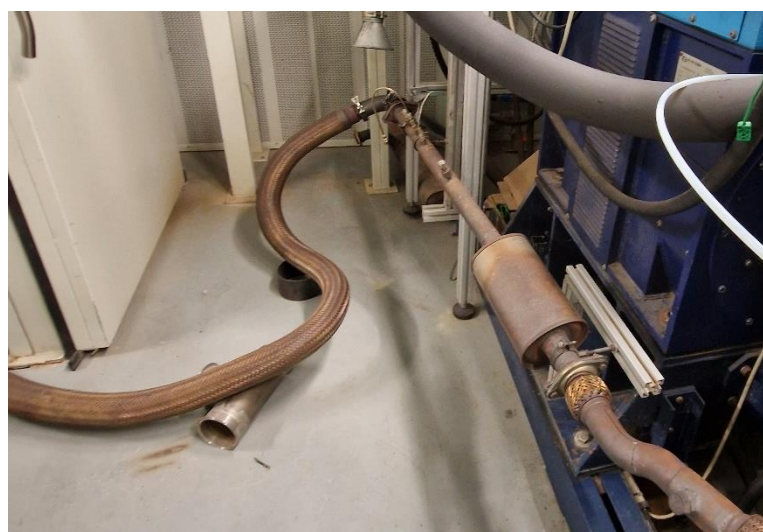


Figura 4.14. Conexión por tubería de la salida de los gases de escape con el MEDAS

Fuente: Elaboración propia

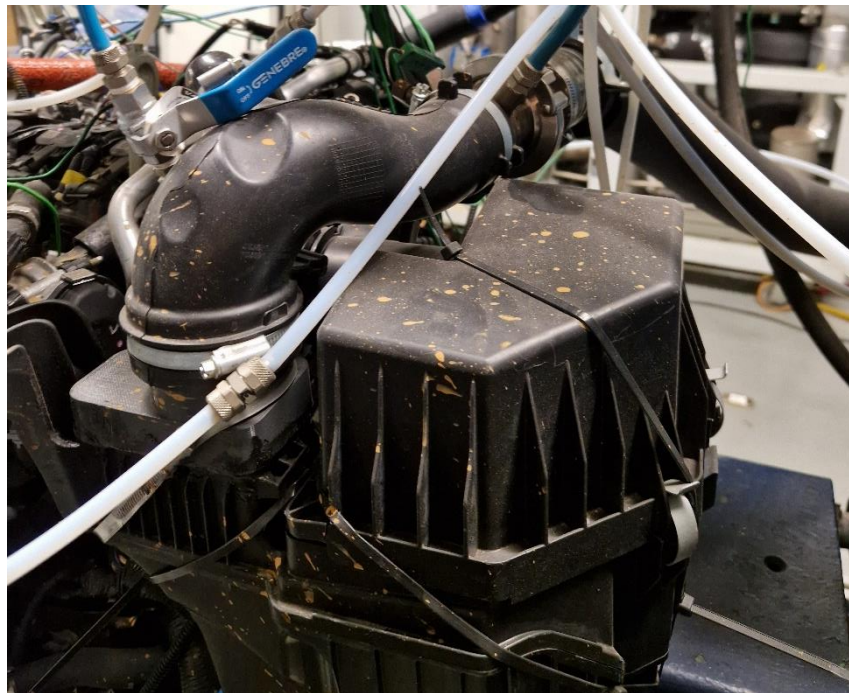


Figura 4.15. Conexión de la manguera de suministro de aire del MEDAS al sistema de admisión del motor

Fuente: Elaboración propia

4.9. FTM – Fluid & Thermal Management

Este dispositivo, fabricado por FTM - Fluid & Thermal Management, gestiona la temperatura que circula por el sistema de refrigeración del motor encargado de enfriar la masa de aire de admisión, que se combina con el combustible para formar la mezcla que luego se quema en el cilindro. En la Figura 4.16. se puede ver el tercer equipo crítico para la ejecución del proyecto, junto al MEDAS y el sistema EGR. Con este dispositivo, realizamos pruebas con una temperatura del agua en el interior del enfriador del sistema EGR que propicie la condensación, aproximadamente 5°C, para realizar un estudio de durabilidad y determinar el efecto que produce la condensación en el sistema de admisión, especialmente en el compresor y sus álabes. El software del dispositivo estaba integrado en la máquina y se manejaba a través de la pantalla que se muestra en la imagen.



Figura 4.16. Dispositivo Fluid & Thermal management

Fuente: Elaboración propia

Cabe mencionar que, además de este dispositivo, se empleó un sistema de refrigeración externo para el motor. Este mecanismo se abastecía a través de una línea de agua controlada por válvulas ubicadas en varios puntos de la sala de ensayos.

4.10. Sistema eléctrico de la sala de ensayos

La sala dispone de un sistema eléctrico que se encarga de alimentar los componentes electrónicos del motor como bujías, inyectores, ECU, etc. Además, este dispositivo se utiliza para la traducción de las señales eléctricas que provienen de los sensores y transductores. Estas señales van a una unidad de control (véase Figura 4.17.) que recoge toda la información para luego enviarla mediante una conexión ethernet al ordenador donde el operador regula y monitoriza todas las variables.

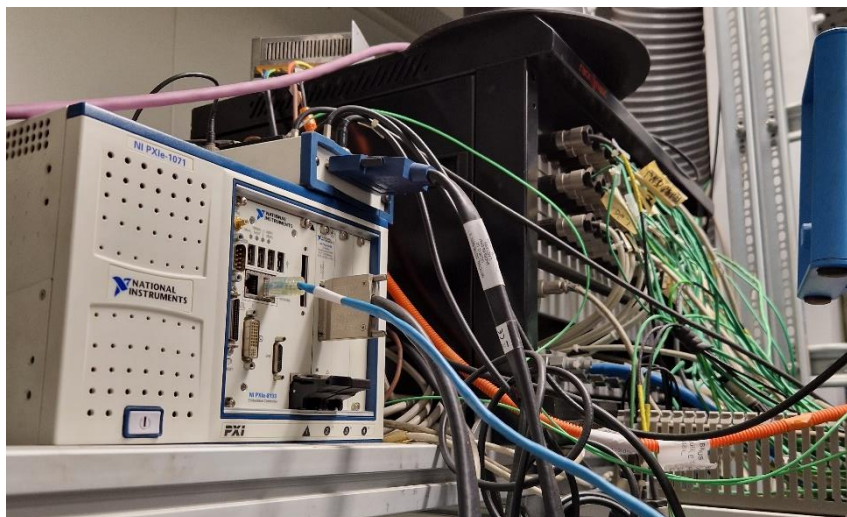


Figura 4.17. Conexiones de los sensores de temperatura y presión a la unidad de control

Fuente: Elaboración propia

4.11. Software

A lo largo del proyecto, se ha utilizado principalmente dos programas principales para monitorizar y controlar todos los elementos mencionados en este capítulo, formando en conjunto una sala de ensayos.

El primer programa es AVL PUMA 2TM, que se utiliza para monitorizar diversas variables, entre ellas los sensores de presión y temperatura, y los datos proporcionados por HORIBA y EGR. También se emplea para el control del balance de combustible y la regulación de diferentes parámetros del freno dinamométrico.

PUMA 2TM de AVL es un sistema de automatización diseñado explícitamente para bancos de pruebas y es capaz de operar con una amplia gama de sistemas de propulsión convencionales y eléctricos. Esta solución integra funcionalidades adaptadas a arquitecturas de sistemas de propulsión innovadoras, como los sistemas de pilas de combustible, abordando así las necesidades tecnológicas en evolución.

De acuerdo con AVL (s.f.), el software gira en torno a una interfaz de usuario diseñada para ofrecer usabilidad y adaptabilidad (véase Figura 4.18.). Su arquitectura escalable integra las funciones de automatización, control y simulación en tiempo real de un único sistema. PUMA 2TM presenta una plataforma que gestiona gráficamente los requisitos de prueba. Uno de sus aspectos más destacados incluye una función de comparación gráfica de parámetros, fundamental para distinguir los comportamientos de las ejecuciones de pruebas y las configuraciones del banco de pruebas.

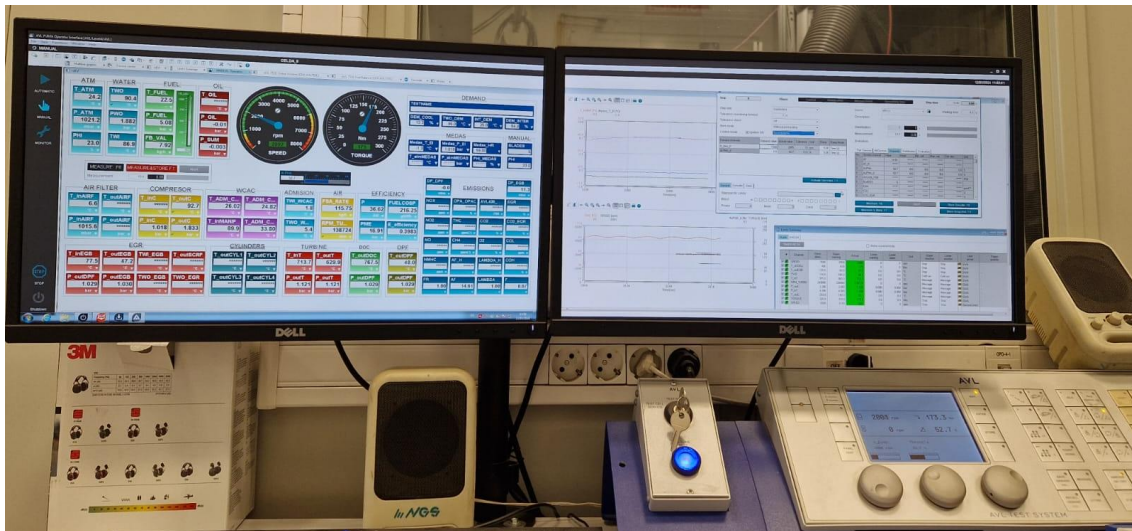


Figura 4.18. Interfaz de usuario del AVL PUMA

Fuente: Elaboración propia

Este software allana el camino para la reutilización del ciclo de pruebas gracias a un enfoque de parametrización flexible que permanece independiente de la unidad bajo prueba (UUT). Se adapta a los métodos de prueba contemporáneos, facilita la definición de ciclos de prueba a través de la parametrización gráfica y presenta un diseño modular que se adapta a diversas UUT y entornos de clientes únicos.

Varias características de este sistema permiten un uso eficiente del banco de pruebas al definir y ejecutar secuencias de prueba preestablecidas. Todos los parámetros se pueden preorganizar y validar en un entorno de oficina para ahorrar tiempo en el banco de pruebas. El sistema agiliza la implementación de parámetros desde una ubicación centralizada para una configuración del banco de pruebas transparente y consistente. La tecnología MultiSync Technology™ de AVL simplifica el funcionamiento sincronizado en el tiempo de varias herramientas de software. Además, una función de diagnóstico integrada busca maximizar el tiempo de ejecución y reducir los datos redundantes.

AVL complementa su software con un panel de control similar al que se muestra en la Figura 4.19., lo que facilita el ajuste manual de los parámetros fundamentales de la prueba sin depender de un ordenador. Estos parámetros abarcan el encendido del motor, el control del par y la velocidad de rotación, la implementación automática del ralentí y el apagado del motor.



Figura 4.19. Configuración para el manejo del AVL PUMA

Fuente: AVL

El segundo software empleado es ETAS INCA, que gestiona principalmente la Unidad de Control del Motor (ECU). Esta función tiene una importancia primordial ya que controla acciones como la apertura o cierre de la válvula de Recirculación de Gases de Escape (EGR), por ejemplo.

Según ETAS (s.f.), INCA es una herramienta diseñada para la medición y calibración de ECU. Ofrece ajustes sin conexión y a tiempo real de parámetros de función, mapas y tablas. Esto incluye la gestión de la memoria de datos de la ECU y la resolución de dependencias de parámetros. El software proporciona editores que muestran datos en varios formatos, como tablas o gráficos en representación física o hexadecimal. Los escenarios de calibración admiten múltiples valores de parámetros, lo que facilita la comparación sencilla de diferentes configuraciones (véase Figura 4.20.).

INCA ofrece además funciones avanzadas de procesamiento de datos de calibración sin conexión, que incluyen la creación de listas, la comparación y la fusión de conjuntos de datos. Además de la calibración, INCA posibilita la adquisición de datos de la ECU y de buses del vehículo como Ethernet, que se utiliza en este proyecto, y permite la medición de señales de sensores y del entorno del vehículo. Las magnitudes derivadas de las mediciones y las variables de calibración se pueden calcular y visualizar en línea. El software admite la grabación de datos con varios registradores independientes a través de condiciones de activación sofisticadas. Los registros de datos incluyen señales medidas y calculadas, parámetros de calibración, opciones de activación y comentarios de los usuarios.

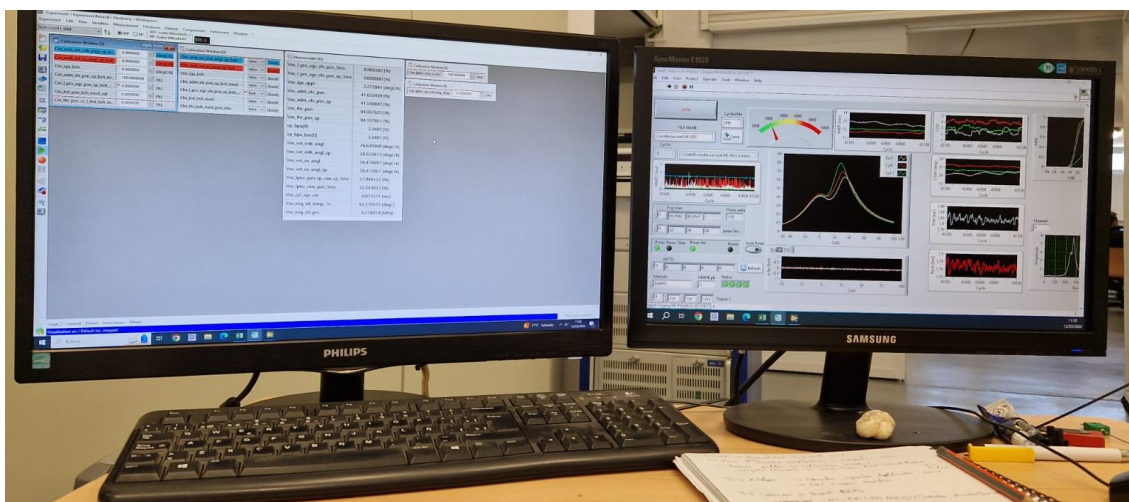


Figura 4.20. Configuración para el manejo del ETAS INCA

Fuente: Elaboración propia

Por último, después de realizar los ensayos transitorios necesarios de acuerdo con las especificaciones del proyecto, se ha usado el software AVL CONCERTO 5 para interpretar y analizar las pruebas.

Según AVL (s.f.), el AVL CONCERTO 5TM es una solución de procesamiento de datos que admite la armonización, el análisis, la visualización, la generación de informes automatizados y la exportación de datos. Ofrece un enfoque para la gestión de datos que permite a los usuarios conciliar datos de diferentes dispositivos, sensores, formatos y convenciones de nomenclatura y crear plantillas personalizables. El software facilita la reutilización de diseños para proyectos futuros y permite compartirlos fácilmente entre los miembros del equipo, lo que se adapta perfectamente al entorno de proyectos de prueba de motores. CONCERTO 5TM automatiza los cálculos a través de funciones matemáticas integradas, macros y fórmulas. Proporciona capacidades de visualización para transformar datos numéricos en representaciones visuales. Además, el software incluye extensiones de caja de herramientas específicas del dominio para mejorar el rendimiento del procesamiento de datos, lo que maximiza el valor de los datos al permitir un análisis y procesamiento de datos eficiente y efectivo.

5. Análisis de los resultados

5.1. Introducción

En el siguiente capítulo se presentan los ensayos a los que ha sido sometido el motor con el fin de comparar las prestaciones y la durabilidad del compresor que ofrece el nuevo diseño de la geometría de entrada al compresor respecto a la junta original, ya que este puede cambiar el comportamiento del compresor. Así pues, en los siguientes apartados se muestran en un primer lugar los ensayos llevados a cabo para analizar las prestaciones del motor y, en el último apartado, el ensayo de durabilidad realizado al compresor del sistema de sobrealimentación.

En primer lugar, hay que mencionar que en el ensayo de prestaciones las condiciones de contorno han sido ambientales, es decir, 1 bar de presión y 25°C de temperatura. No obstante, los valores en sí no son de importancia, sino que lo relevante para el estudio es que siempre sean las mismas condiciones, especialmente la temperatura, ya que afecta a la densidad del aire y por ende al trabajo que tiene que desarrollar el compresor para comprimirlo.

Como en este estudio se analizan en detalle y comparan las prestaciones del turbogrupo con la nueva geometría de entrada respecto a la original, la instrumentación fundamentalmente está situada en él y sus alrededores. Además, para poder comprender las gráficas que se muestran a continuación, se va a explicar con detenimiento cada uno de los parámetros que aparecen en ellas.

Respecto a las prestaciones generales del motor se tiene:

- **Par motor.** De acuerdo con Carnovo (s.f.), el par motor es la fuerza necesaria para que el cigüeñal del motor gire y, por consecuencia, sea capaz de transmitir el movimiento al resto de elementos mecánicos necesarios para desplazar el vehículo como la caja de cambios, el eje de transmisión y los ejes motrices, hasta llegar a las ruedas.
- **Carga.** La carga es la cantidad de mezcla que hay en la cámara antes de la combustión, y equivale a la sollicitación de potencia que hace el sistema de control que maneja el operador. La carga se expresa en términos relativos como una proporción de la máxima carga posible en cada régimen.
- **% EGR.** La tasa de EGR se define como el cociente entre la masa de gases recirculados y la masa de gas total admitido en el cilindro por el motor.

- **Brake specific fuel consumption.** El BSFC es el consumo específico de combustible, es decir, la relación entre la tasa de consumo másico de combustible y la potencia de frenado del motor, cuya unidad es los gramos por hora y kilovatio de combustible inyectado. Además, sirve como una medida de rendimiento ya que cuanto menor sea el valor de BSFC, se requiere una menor de combustible para alcanzar la cantidad de potencia deseada y, por tanto, tiene un mayor rendimiento.
- **Presiones y Temperaturas.** P1 es la presión en la entrada compresor, P2 es la presión en la salida compresor y P2' es la presión en la salida del *intercooler* donde las temperaturas T2 y T2', muestran una nomenclatura igual que las presiones. Además, P3 es la presión en la entrada de la turbina y P4 es la presión en la salida de la turbina, siendo la misma nomenclatura la correspondiente para las temperaturas, ya que los sensores de temperatura y presión están situados más o menos en la misma posición. Las temperaturas están limitadas a 170°C por los materiales de los que está hecho el compresor y por la degradación que sufre el aceite que lubrica el eje del rodete del turbocompresor. Este límite se impone ya que si se pasa de esa temperatura pueden aparecer problemas de que el aceite empiece a cambiar su estructura y a depositarse en partes de la voluta del compresor, es decir, la salida del compresor y puede acarrear daños.
- **Variable nozzle turbine.** El VNT es el parámetro que muestra la actuación del turbo. En la turbina hay un estátor que son los álabes que direccionan el flujo a la turbina radial. Estos álabes tienen un actuador que permite variar el ángulo. Así pues, en función del ángulo de ataque de los álabes la turbina es capaz de extraer más o menos trabajo del mismo flujo, a igual condiciones de presión y temperatura en la entrada de la turbina. Además, la propia forma de los álabes tiene una cierta inclinación, no es recta, y al unirse a la inclinación proporcionada por el actuador la sección de paso del flujo se ve afectada, ya que cuanto más se inclinan se produce una menor sección de paso para el flujo y aumenta la velocidad de este. Por este motivo, la presión de la entrada de la turbina depende en gran medida del control del VNT, porque el hecho de cerrar la sección implica una mayor presión generada por el compresor y por tanto una mayor presión de los gases en el cilindro, lo que lleva a una mayor presión en el colector de escape, cosa que aumenta la presión media de bombeo y genera más pérdidas de trabajo que provocan por ende un menor rendimiento.

En cuanto a los parámetros específicos de combustión destacan:

- **Coefficient of Variation.** El COV representa la estabilidad de la combustión y es el cociente entre la desviación típica, que indica qué tan dispersos están los datos con respecto a la media, y la media, que es el valor que se obtiene al dividir la suma de un conjunto de números entre la cantidad de ellos, de la presión media indicada. Para su cálculo, se adquieren 200 ciclos de trabajo en cada uno de los 3 cilindros.

- **Lambda.** La λ es la relación aire-combustible presente en el motor respecto a la relación aire-combustible estequiométrica, es decir, la proporción concreta en la que se produce una combustión completa de la mezcla presente en el cilindro. En los motores que trabajan con gasolina, esta relación siempre se controla para que sea estequiométrica, es decir, esta medida del parámetro es simplemente una verificación.
- **Spark crank angle degree before top dead centre.** El Spark CAD b TDC es la posición del salto de la bujía expresada en ángulos de cigüeñal antes del PMS. Cuando vamos a bajo régimen, que se dispone de mucho tiempo para quemar, la bujía salta después del PMS de forma que se retrasa la combustión para evitar problemas de detonación, conocido coloquialmente como el picado de biela. Conforme se aumenta el régimen, el tiempo disponible para llevar a cabo la combustión es menor, de igual manera que disminuye la probabilidad de que se produzca la detonación, de forma que se va adelantando el ángulo en el que salta la bujía.
- **CA10 CA50 y CA90.** Los parámetros CA10 CA50 y CA90 indican los ángulos del cigüeñal después del PMS a los que se ha quemado el 10%, el 50% y el 90% de la masa total de combustible respectivamente, estimado de la señal de presión instantánea del cilindro. Esta medida se toma con el sensor de presión piezoeléctrico que hay en cada cilindro, explicado en el capítulo anterior.

Respecto a los parámetros específicos de funcionamiento del turbocompresor se encuentran:

- **Pressure ratio.** PR es la relación de presiones, de forma que PR turb es la relación de presiones en la turbina, que es entrada/salida de la turbina, es decir, P_3/P_4 y PR comp es la relación de presiones en el compresor, que es salida/entrada, es decir, P_2/P_1 .
- **Pumping mean effective pressure.** PMEP es la presión media de bombeo, que es la parte del ciclo cerrado del motor que consume trabajo y representa una pérdida.
- **Rendimiento.** El rendimiento aparente es η y, de igual forma que la relación de presiones, η_{comp} es el rendimiento aparente del compresor, que se calcula como la diferencia de temperaturas que tiene realmente el compresor comparada con la diferencia de temperaturas que debería haber tenido a esa relación de compresión en una compresión isentrópica y η_{turb} es el rendimiento aparente de la turbina, que se calcula de la misma manera.

- **Equivalent turbocharger efficiency.** El ETE es el trabajo isentrópico del compresor partido del trabajo de la turbina e indica cuanto ha tenido que expandir la turbina para generar una determinada relación de compresión en el compresor, que es lo que importa, ya que lo que se busca es soplar a una determinada presión para darle el aire necesario al motor para que trabaje en ese punto de funcionamiento. Para llegar a ese aire, se tiene que controlar la turbina y colocarla a una posición u otra para que de la suficiente energía para comprimirlo. Así pues, lo que se está comparando en ese parámetro es todo el turbogrupo, e indica que en todos los ensayos la turbina tiene una menor eficiencia, probablemente por cuestiones de transmisión de calor, que se ven afectadas por cambiar el componente. Esto se debe a que aparte de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material, de forma que seguramente el calor que absorbe el nuevo material sea un poco mayor y genere un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor. Como consecuencia de este fenómeno, la posición del actuador varía de forma que se cierra, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para tener la misma presión de sobrealimentación.

Para finalizar con la introducción al análisis de los resultados es conveniente mencionar que se va a seguir la misma estructura a la hora de explicar y comentar las diferencias apreciables en las gráficas, puesto que es el método más efectivo para poder comparar las geometrías de entrada al compresor.

5.2. Estudio a máxima carga

En este apartado se ha recalibrado la ECU del motor de tal forma que este se lleve a sus capacidades máximas desde el punto de vista termomecánico para obtener el mayor desempeño posible aunque, por norma general, un vehículo nunca circula en estas condiciones por no estresar en exceso el sistema pero, especialmente, por cubrirse ante variaciones ambientales.

Así pues, en este apartado se aprecia que el eje X de todas las gráficas es la velocidad del motor, es decir, el régimen de giro al que se encuentra trabajando, una de las dos principales variables de funcionamiento del motor, como se ha comentado en capítulos anteriores.

5.2.1. Prestaciones generales

En la Figura 5.1. se observa que para todos los regímenes de motor ensayados el valor del par motor es similar para ambas geometrías. Además, se aprecia como la presión en la entrada al compresor es mayor, especialmente a regímenes medios y altos, cosa que se

debe a la posición del actuador VNT. De igual manera, la presión a la entrada de la turbina también es superior. No obstante, la presión de salida de compresor es ligeramente superior, casi sin variaciones, de igual forma que la presión de salida de la turbina presenta los mismos valores.

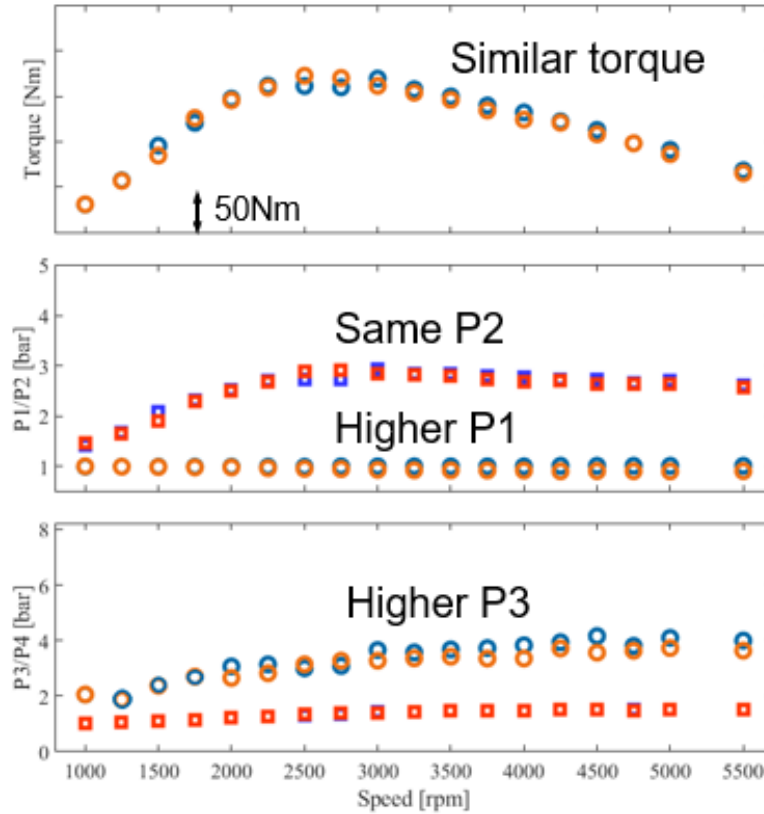


Figura 5.1. Prestaciones generales a máxima carga (1)

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, en la Figura 5.2. se percibe que no hay diferencia en cuanto a los parámetros estudiados para las dos geometrías, ya que tanto el consumo específico de combustible como las temperaturas de salida del compresor y del *intercooler* y de entrada y salida de la turbina son similares.

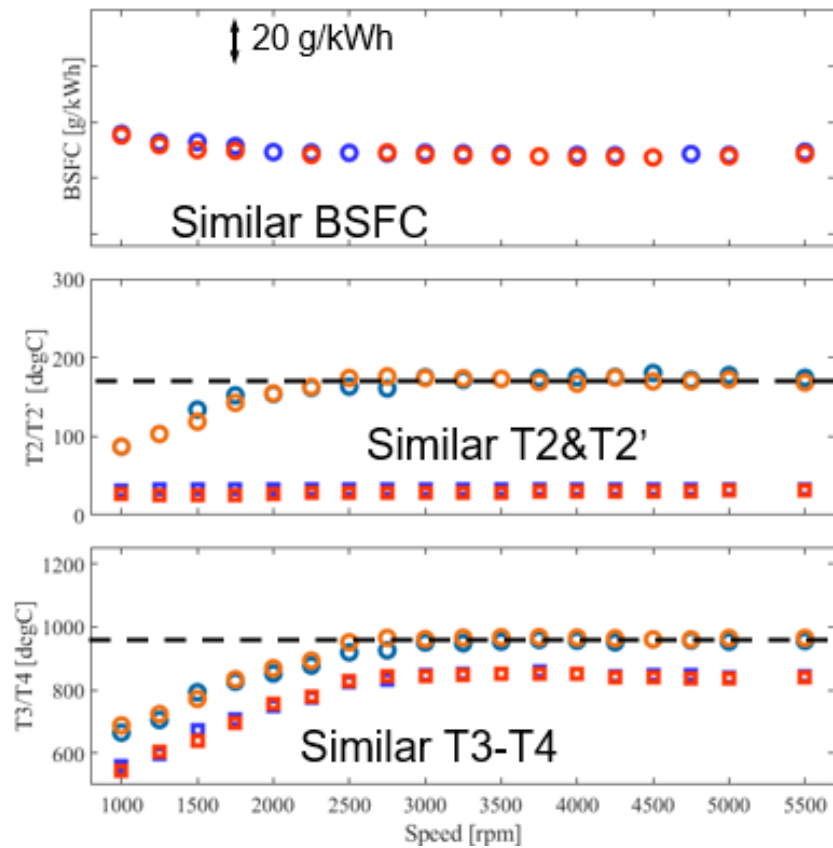


Figura 5.2. Prestaciones generales a máxima carga (2)

Fuente: Elaboración propia

5.2.2. Parámetros de la combustión

En la Figura 5.3. se advierte que la nueva geometría del conducto de admisión supone una mejora en la estabilidad de la combustión, ya que el COV es menor, además de mantener una relación de aire-combustible estequiométrica. Sin embargo, el ángulo del cigüeñal nos indica que el instante en el que prende la bujía es el mismo. Además, tal y como se ha mencionado anteriormente, cuando vamos a un régimen bajo se dispone de mucho tiempo para quemar y por ello la bujía está saltando 10° después del PMS de forma que se retrasa la combustión para evitar problemas de detonación. Conforme se aumenta el régimen, el tiempo disponible para llevar a cabo la combustión y la probabilidad de que se produzca la detonación es menor, de forma que se va adelantando el ángulo en el que salta la bujía.

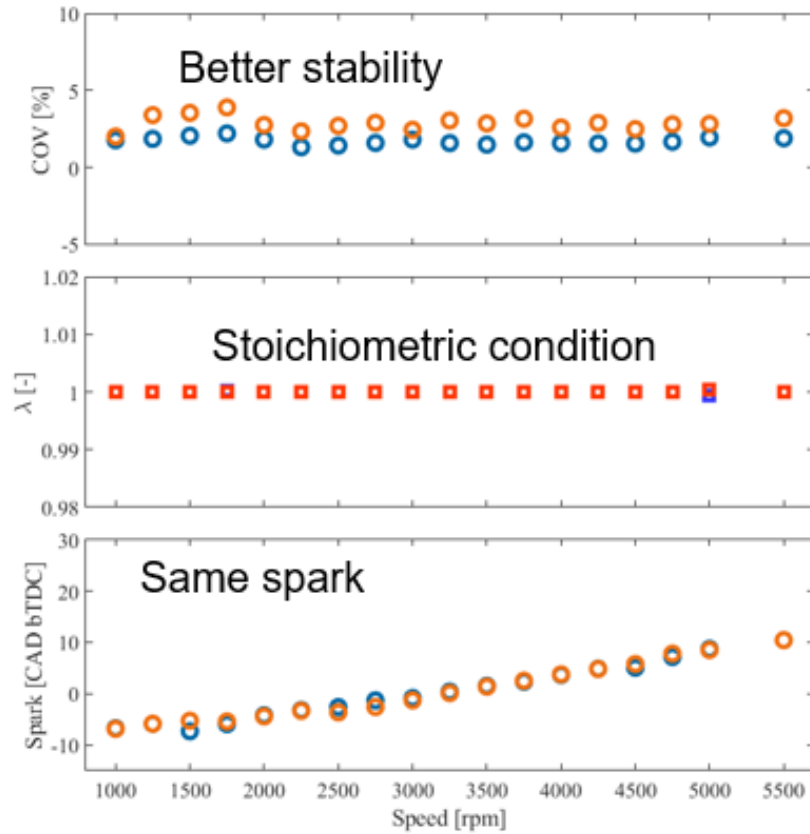


Figura 5.3. Parámetros de la combustión a máxima carga (1)

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 5.4. se ve diferencia en el caso de CA50 donde la combustión es un poco más retrasada a pesar de saltar la bujía en el mismo punto aunque, en general, con la nueva junta se tiene una duración de la combustión similar.

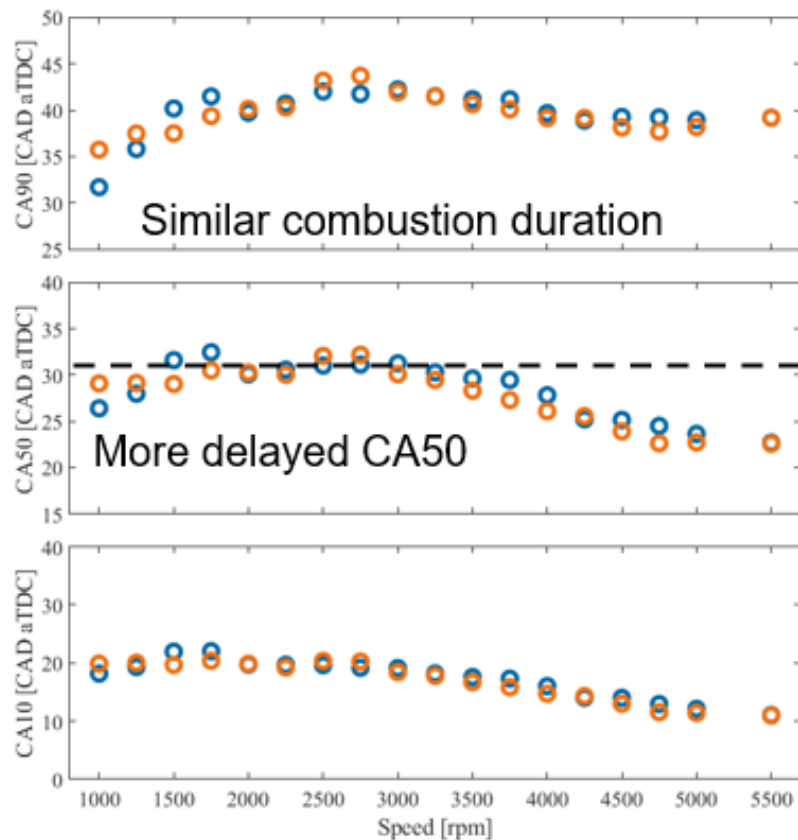


Figura 5.4. *Parámetros de la combustión a máxima carga (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.2.3. Parámetros específicos del turbogrupo

En la Figura 5.5. se diferencia que para todos los regímenes de motor ensayados el valor de la relación de presión de la turbina es, por norma general, mayor para la nueva geometría diseñada, ya que la presión en el colector de escape ha aumentado y, por ende, la presión en la entrada de la turbina también. Además, se distingue como la relación de presión en el compresor es inferior, especialmente a regímenes medios y altos, cosa que se puede deber a que, aunque la presión a la salida del compresor es ligeramente superior, la presión a la entrada del compresor es aún mayor. Por último, existen pérdidas generadas por el consumo de trabajo de la presión media efectiva de bombeo, que también es una consecuencia del aumento de la presión en el cilindro, ya que cuesta un mayor esfuerzo expulsar los gases de la cámara de combustión.

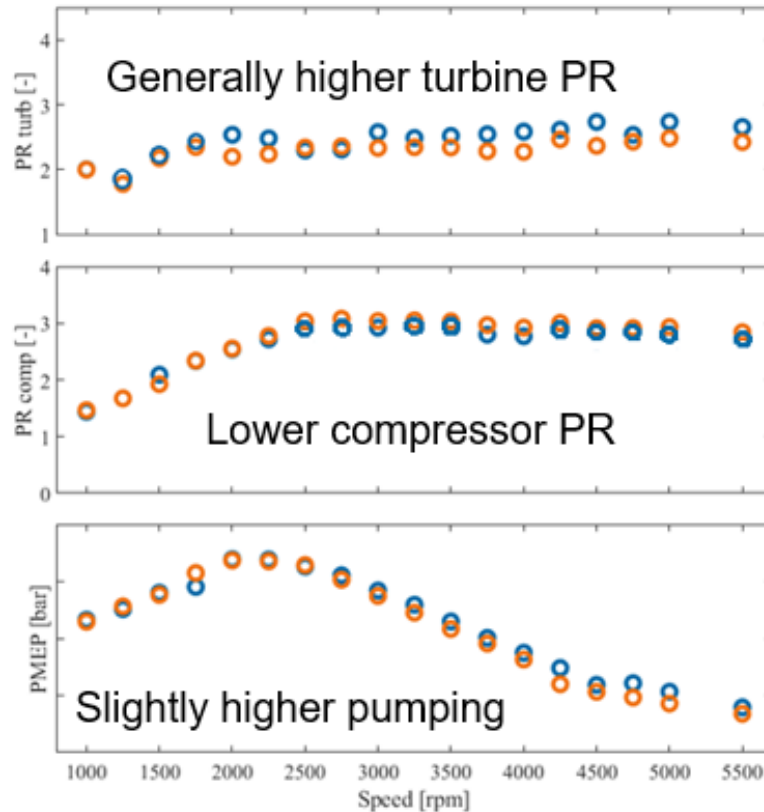


Figura 5.5. *Parámetros específicos del turbogrupo a máxima carga (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

Más adelante, en la Figura 5.6. se ve como el rendimiento del compresor no se ve afectado por el cambio de la junta de los conductos de admisión de aire y del conducto proveniente de la válvula EGR, no varía. Sin embargo, tal y como se ha comentado anteriormente, la posición del actuador VNT varía de forma que se cierra, la gráfica muestra un menor porcentaje, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para obtener la misma presión de sobrealimentación. Este fenómeno supone un aumento de la presión media de bombeo y genera más pérdidas de trabajo que provocan por ende un menor rendimiento. Como consecuencia de este fenómeno, el rendimiento de la turbina es menor y esto se debe a que aparte del ángulo de los álabes y de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material del que está hecho la junta, de forma que el calor que absorbe el nuevo material es un poco mayor y esto genera un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor.

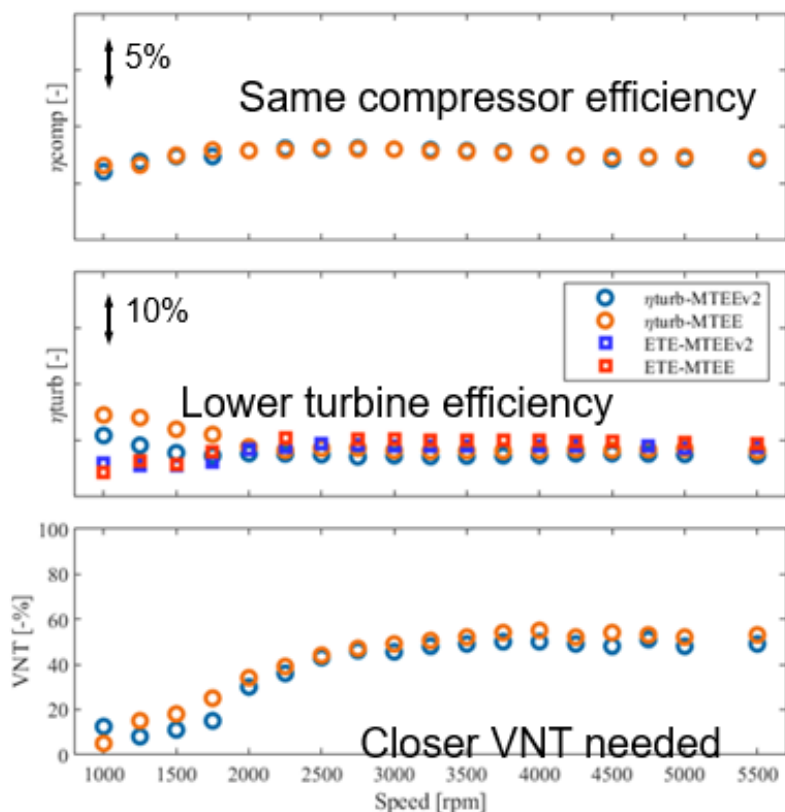


Figura 5.6. *Parámetros específicos del turbogrupo a máxima carga (2)*

Fuente: Elaboración propia

Por último, se puede concluir que a 100% de pedal no hay cambios, ya que donde había una pequeña diferencia esta se daba cuando buscaba la máxima prestación de cada régimen del motor,

5.3. Estudio a carga parcial – 2.000 rpm

En este apartado se exige al motor unas condiciones de par y régimen constante de 2.000 rpm de tal forma que se pueda medir el punto para estudiar y comparar los parámetros y su comportamiento.

Así pues, en este apartado se observa que el eje X de todas las gráficas es el par motor, es decir, la carga de pedal exigida, la segunda de las dos principales variables de funcionamiento del motor, como se ha comentado en capítulos anteriores.

5.3.1. Prestaciones generales

En la Figura 5.7. se aprecia que para todos los valores de par ensayados el valor de la tasa de EGR es similar para ambas geometrías. Además, se percibe como la presión en la entrada al compresor es mayor, cosa que se debe a la posición del actuador VNT. De igual manera, la presión a la entrada de la turbina también es superior. No obstante, la presión de salida de compresor es la misma, de igual forma que la presión de salida de la turbina.

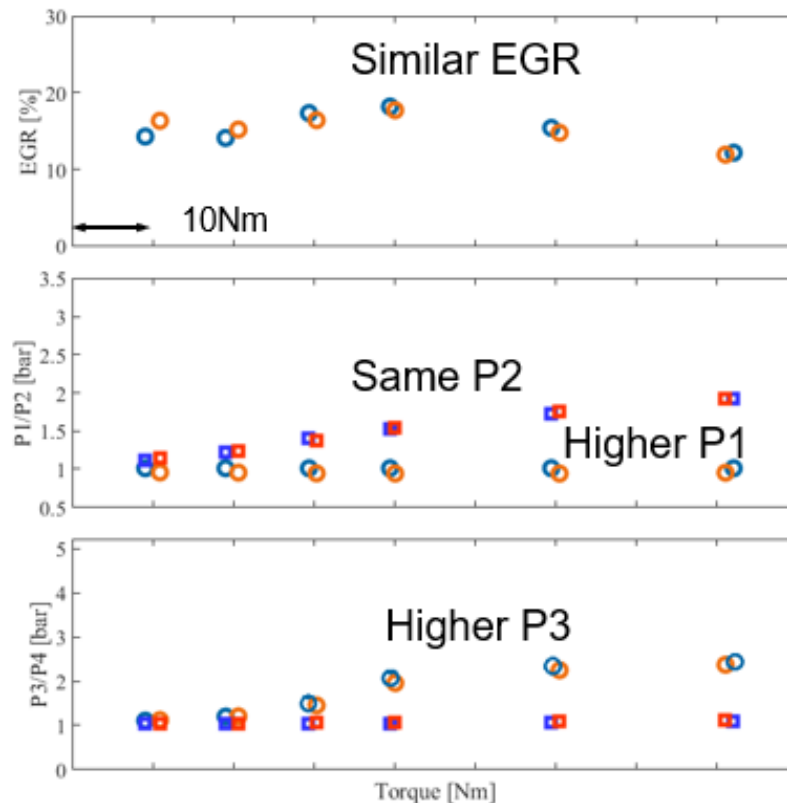


Figura 5.7. Prestaciones generales a 2.000 rpm (1)

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, en la Figura 5.8. se advierte que no hay diferencia en cuanto a los parámetros estudiados para las dos geometrías, ya que tanto el consumo específico de combustible como las temperaturas de salida del compresor y del *intercooler* y de entrada y salida de la turbina son similares.

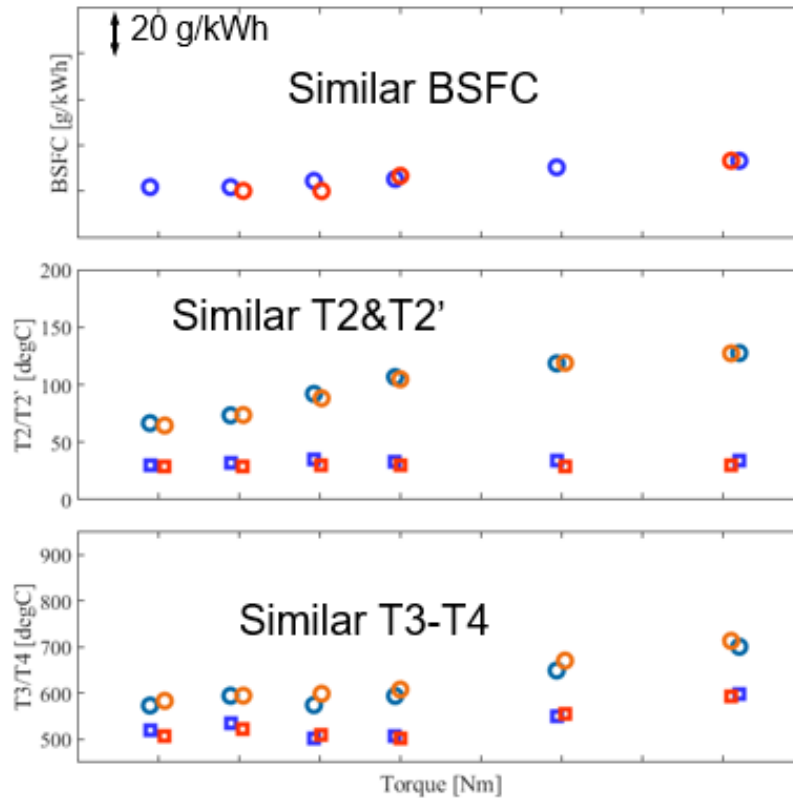


Figura 5.8. Prestaciones generales a 2.000 rpm (2)

Fuente: Elaboración propia

5.3.2. Parámetros de la combustión

En la Figura 5.9. se observa que la nueva junta del conducto de aire y el conducto proveniente de la válvula EGR de la admisión supone una mejora en la estabilidad de la combustión, ya que el COV es menor, además de mantener una relación de aire-combustible estequiométrica. Sin embargo, el ángulo del cigüeñal nos indica que el instante en el que prende la bujía es el mismo. En este caso, cuando se precisa de un valor de par motor bajo la bujía salta 20° antes del PMS de forma que se adelanta la combustión. Sin embargo, a medida que aumenta el par requerido se va retrasando el ángulo en el que salta la bujía.

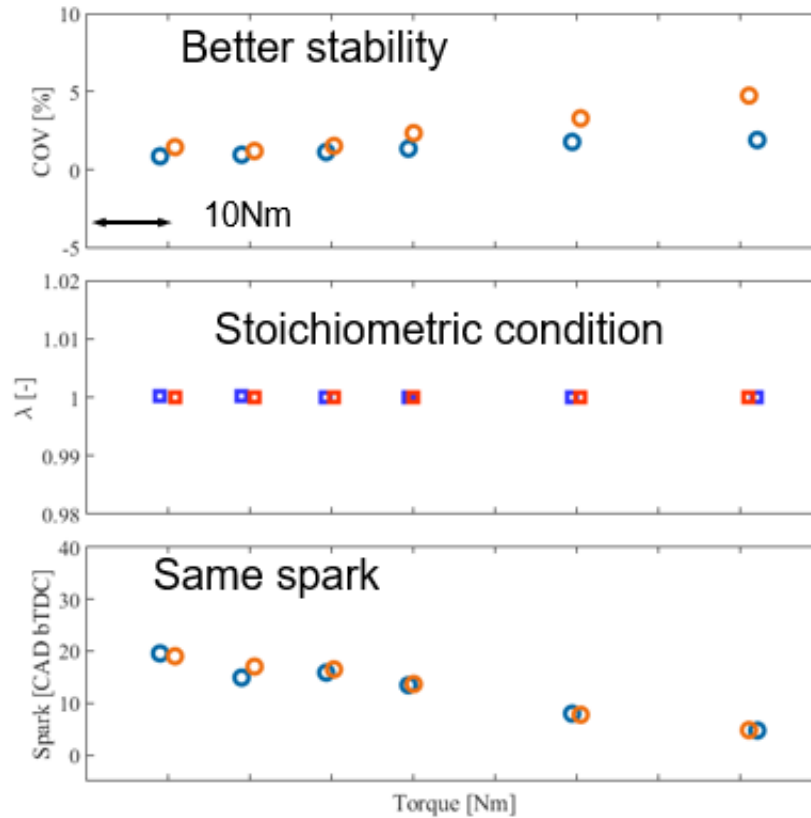


Figura 5.9. *Parámetros de la combustión a 2.000 rpm (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

En la Figura 5.10. se ve de nuevo diferencia en el caso de CA50 donde la combustión se adelanta a pesar de saltar la bujía en el mismo punto, de igual manera que en el CA90 por lo que, en general, con la nueva junta se tiene una duración de la combustión más corta.

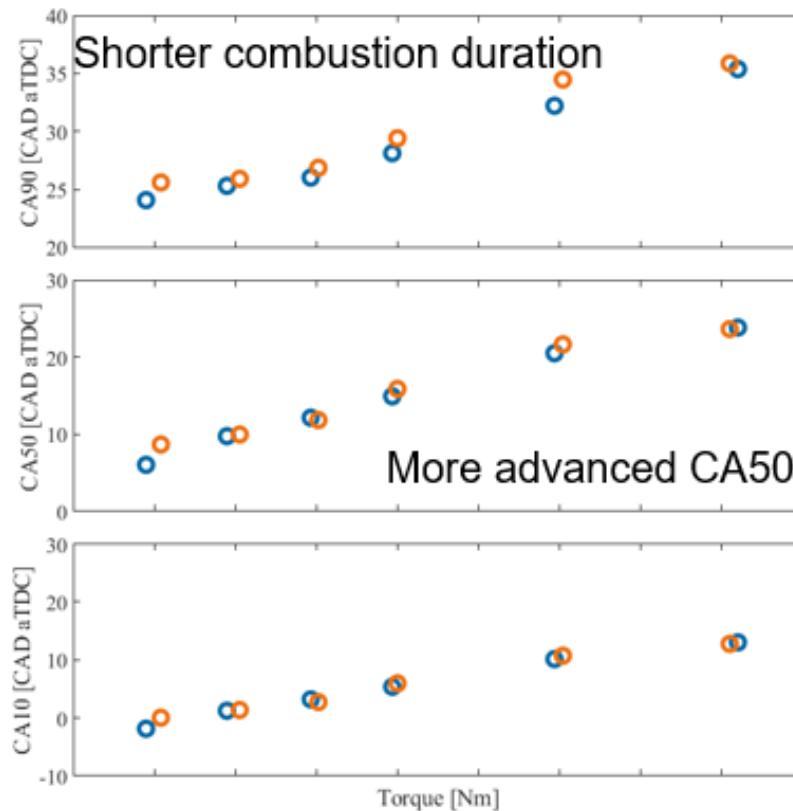


Figura 5.10. Parámetros de la combustión a 2.000 rpm (2)

Fuente: Elaboración propia

5.3.3. Parámetros específicos del turbogrupo

En la Figura 5.11. se diferencia que para todos los valores de par ensayados el valor de la relación de presión de la turbina es, por norma general, mayor para la nueva geometría diseñada, ya que la presión en el colector de escape ha aumentado y, por ende, la presión en la entrada de la turbina también. Además, se distingue como la relación de presión en el compresor es inferior, cosa que se puede deber a que la presión a la entrada del compresor es mayor. Por último, aunque presenta un valor similar a la geometría original, existen algunas pérdidas generadas por el consumo de trabajo de la presión media efectiva de bombeo, que también es una consecuencia del aumento de la presión en el cilindro, ya que cuesta un mayor esfuerzo expulsar los gases de la cámara de combustión.

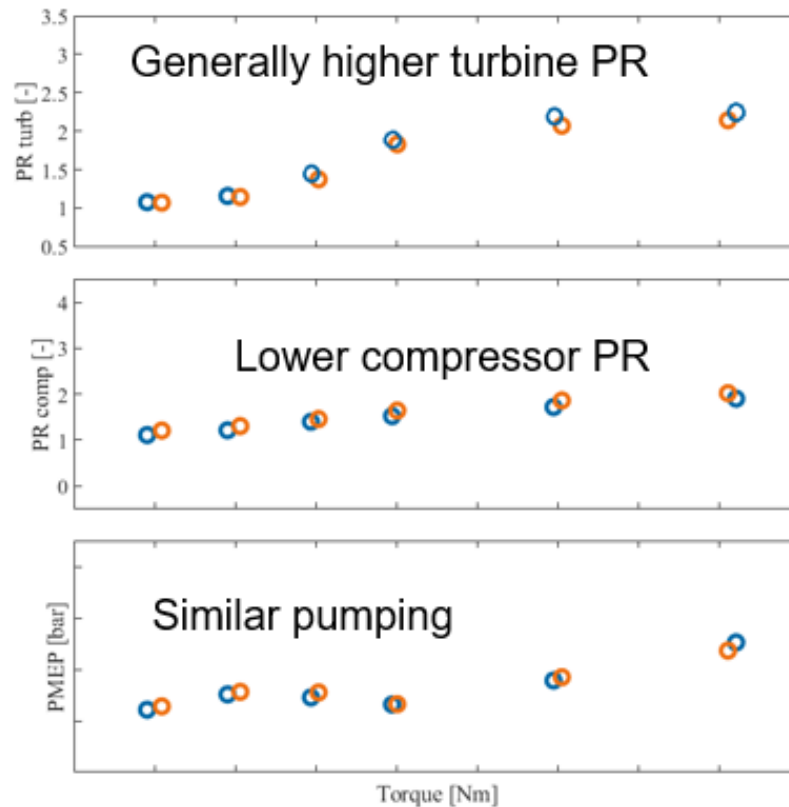


Figura 5.11. *Parámetros específicos del turbogrupo a 2.000 rpm (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

Más adelante, en la Figura 5.12. se ve como el rendimiento del compresor es ligeramente superior con el cambio de la junta de los conductos de admisión de aire y del conducto proveniente de la válvula EGR. Sin embargo, tal y como se ha comentado anteriormente, la posición del actuador VNT varía de forma que se cierra, la gráfica muestra un menor porcentaje, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para obtener la misma presión de sobrealimentación. Este fenómeno supone un aumento de la presión media de bombeo y genera más pérdidas de trabajo que provocan por ende un menor rendimiento. Como consecuencia de este fenómeno, el rendimiento de la turbina es menor y esto se debe a que aparte del ángulo de los álabes y de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material del que está hecho la junta, de forma que el calor que absorbe el nuevo material es un poco mayor y esto genera un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor.

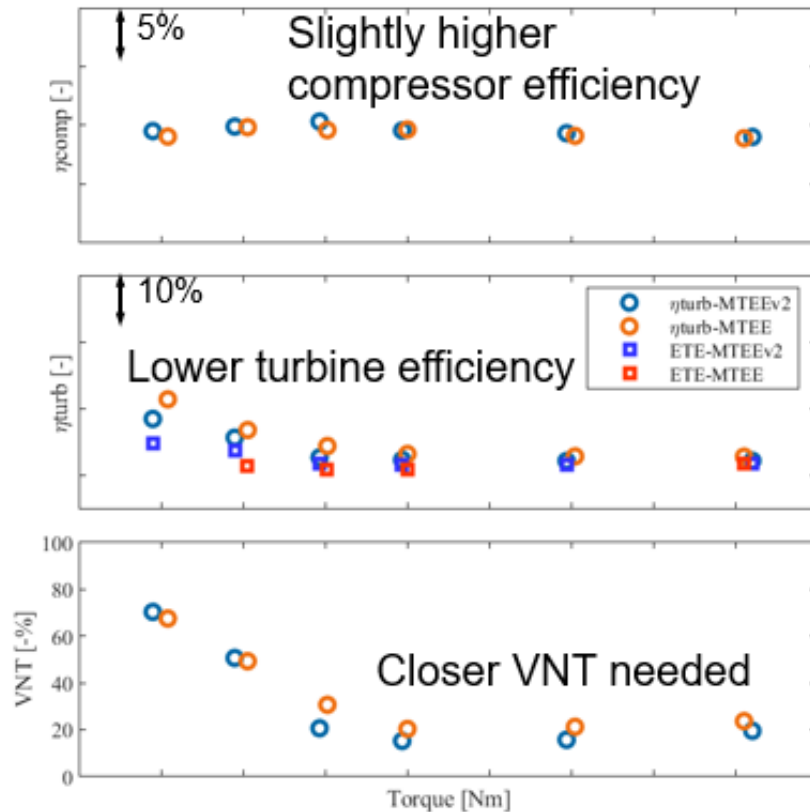


Figura 5.12. *Parámetros específicos del turbogrupo a 2.000 rpm (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.4. Estudio a carga parcial – 3.000 rpm

En este apartado se exige al motor unas condiciones de par y régimen constante de 3.000 rpm de tal forma que se pueda medir el punto para estudiar y comparar los parámetros y su comportamiento.

Así pues, en este apartado se observa que el eje X de todas las gráficas es el par motor, es decir, la carga de pedal exigida, la segunda de las dos principales variables de funcionamiento del motor, como se ha comentado en capítulos anteriores.

5.4.1. Prestaciones generales

En la Figura 5.13. se aprecia que para todos los valores de par ensayados el valor de la tasa de EGR es inferior en la nueva geometría diseñada. Además, se percibe como la presión en la entrada al compresor es ligeramente superior, cosa que se debe a la poca variación de la posición del actuador VNT. Por este motivo, la presión a la entrada de la

turbina es similar. No obstante, la presión de salida de compresor es la misma, de igual forma que la presión de salida de la turbina.

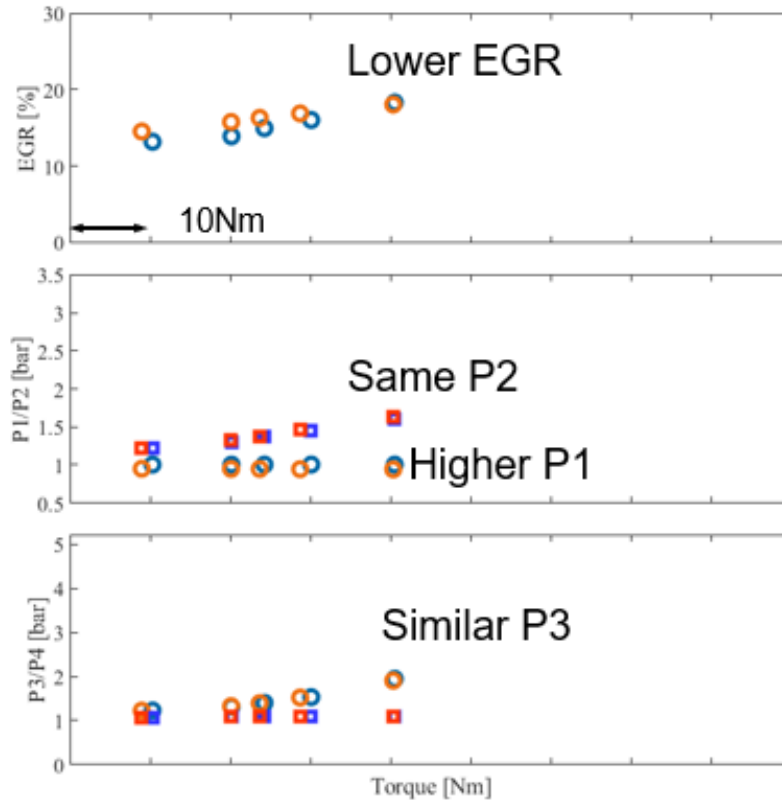


Figura 5.13. Prestaciones generales a 3.000 rpm (1)

Fuente: *Elaboración propia*

Por otro lado, en la Figura 5.14. se ve que no hay diferencia en cuanto a los parámetros estudiados para las dos geometrías, ya que tanto el consumo específico de combustible como las temperaturas de salida del compresor y del *intercooler* y de entrada y salida de la turbina son similares.

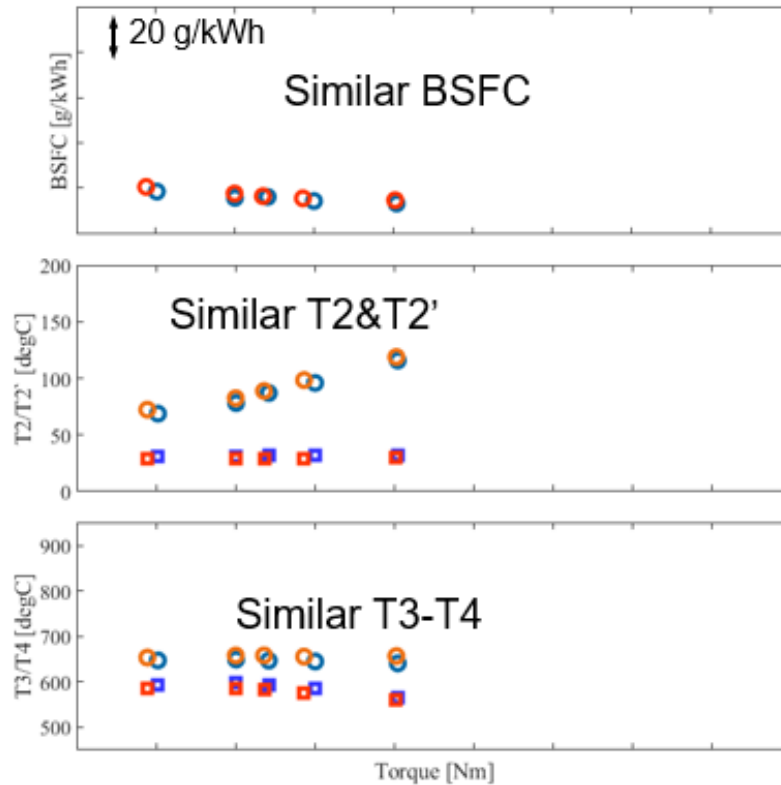


Figura 5.14. Prestaciones generales a 3.000 rpm (2)

Fuente: Elaboración propia

5.4.2. Parámetros de la combustión

En la Figura 5.15. se aprecia que la nueva geometría de la unión del conducto de aire y el conducto proveniente de la válvula EGR de la admisión supone una mejora en la estabilidad de la combustión, ya que el COV es menor, además de mantener una relación de aire-combustible estequiométrica. Sin embargo, el ángulo del cigüeñal nos indica que el instante en el que prende la bujía es el mismo. En este caso, independientemente del valor de par motor la bujía salta aproximadamente 25° antes del PMS de forma que se adelanta la combustión.

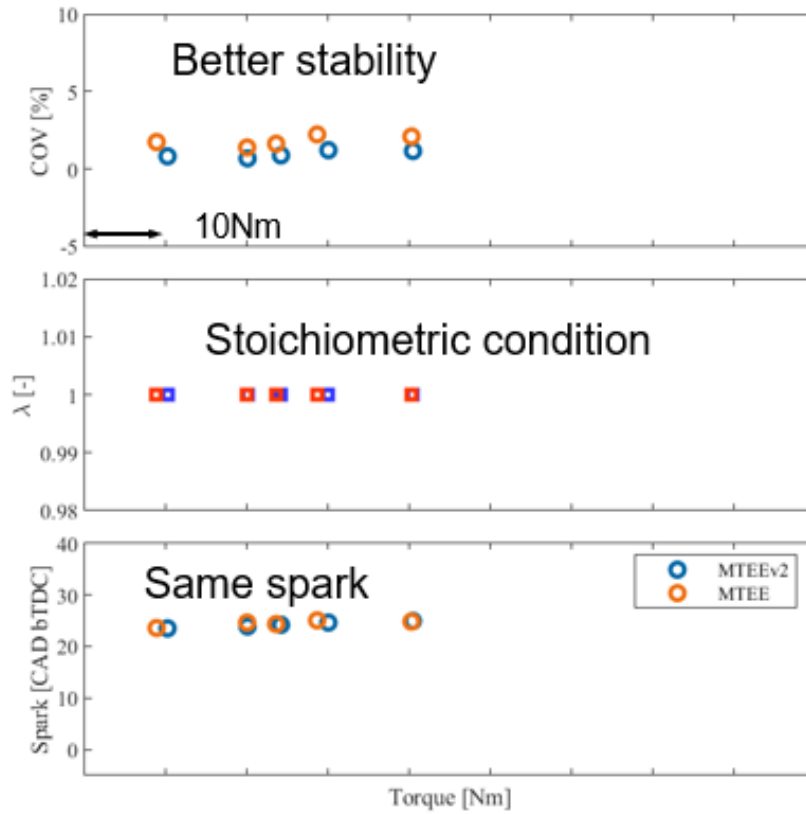


Figura 5.15. Parámetros de la combustión a 3.000 rpm (1)

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 5.16. se percibe en el CA90 que con la nueva junta se tiene una duración de la combustión más corta a pesar de saltar la bujía en el mismo punto y tener un CA50 similar.

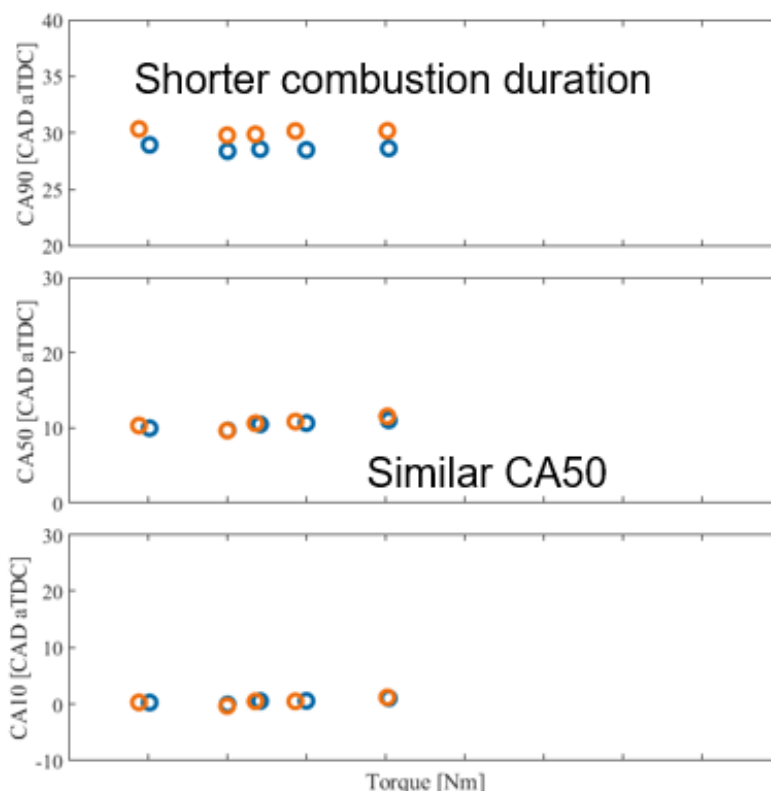


Figura 5.16. *Parámetros de la combustión a 3.000 rpm (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.4.3. Parámetros específicos del turbogrupo

En la Figura 5.17. se diferencia que para para todos los valores de par ensayados el valor de la relación de presión de la turbina es, por norma general, igual para la nueva geometría diseñada, ya que la presión en el colector de escape no ha aumentado y, por ende, la presión en la entrada de la turbina es la misma. Además, se distingue como la relación de presión en el compresor es inferior, cosa que se puede deber a que la presión a la entrada del compresor es mayor. Por último, aunque presenta un valor similar a la geometría original, existen algunas pérdidas generadas por el consumo de trabajo de la presión media efectiva de bombeo.

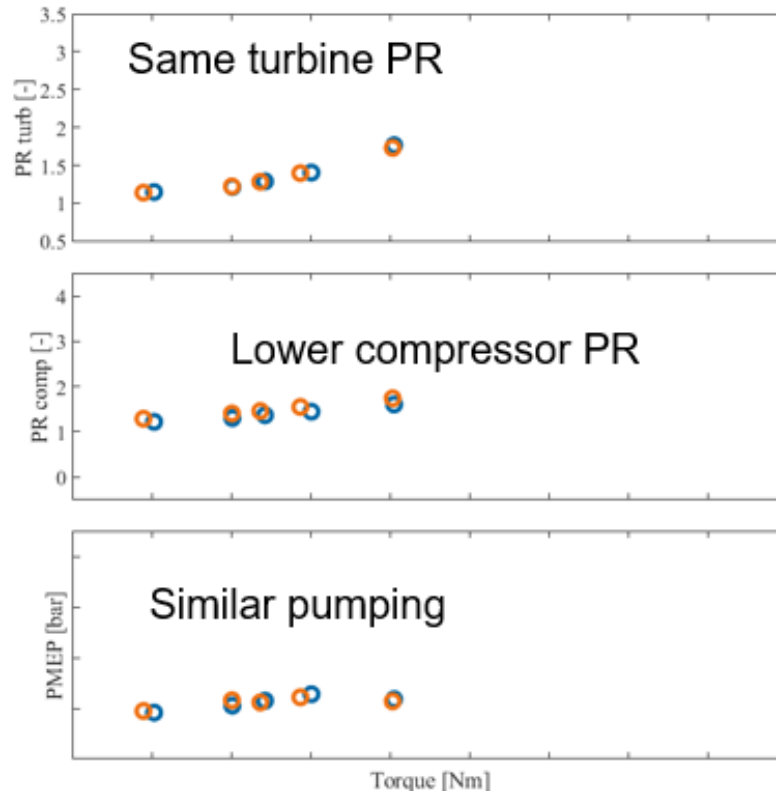


Figura 5.17. *Parámetros específicos del turbogrupo a 3.000 rpm (1)*

Fuente: Elaboración propia

Más adelante, en la Figura 5.18. se ve como el rendimiento del compresor es prácticamente igual con el cambio de la junta de los conductos de admisión de aire y del conducto proveniente de la válvula EGR. Sin embargo, tal y como se ha comentado anteriormente, la posición del actuador VNT varía de forma que se cierra en menor medida, la gráfica muestra un menor porcentaje, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para obtener la misma presión de sobrealimentación. Como consecuencia de este fenómeno, el rendimiento de la turbina es ligeramente menor y esto se debe a que aparte del ángulo de los álabes y de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material del que está hecho la junta, de forma que el calor que absorbe el nuevo material es un poco mayor y esto genera un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor.

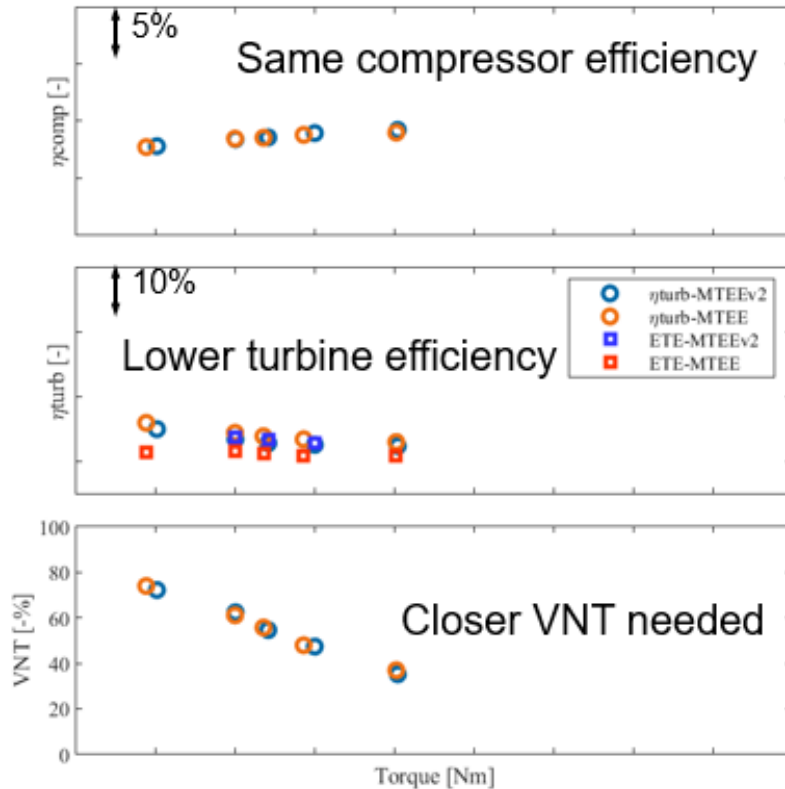


Figura 5.18. *Parámetros específicos del turbogrupo a 3.000 rpm (2)*

Fuente: *Elaboración propia*

5.5. Estudio a carga parcial con variaciones de la tasa de EGR – 2.000 rpm

En este apartado se exige al motor unas condiciones de la tasa de EGR, régimen constante de 2.000 rpm y potencia constante de 36 kW, que son a las que funciona el motor en condiciones normales, de tal forma que se pueda medir el punto para estudiar y comparar los parámetros y su comportamiento.

Así pues, en este apartado se observa que el eje X de todas las gráficas es la tasa de EGR, es decir, la masa de gases recirculados dividido entre la masa de gas total admitido en el cilindro por el motor, como se ha comentado en capítulos anteriores. En este caso al compresor le llega todo el aire frío por el centro y todo el aire caliente por fuera, y en vez de entrar en un punto concreto, entra como un anillo en 4 puntos por la geometría de la nueva junta diseñada.

5.5.1. Prestaciones generales

En la Figura 5.19. se aprecia que para todos los valores de la tasa de EGR ensayados el valor del par es similar para ambas geometrías. Además, se percibe como la presión en la entrada al compresor es mayor, cosa que se debe a la posición del actuador VNT. De igual manera, la presión a la entrada de la turbina también es superior. No obstante, la presión de salida de compresor es la misma, de igual forma que la presión de salida de la turbina.

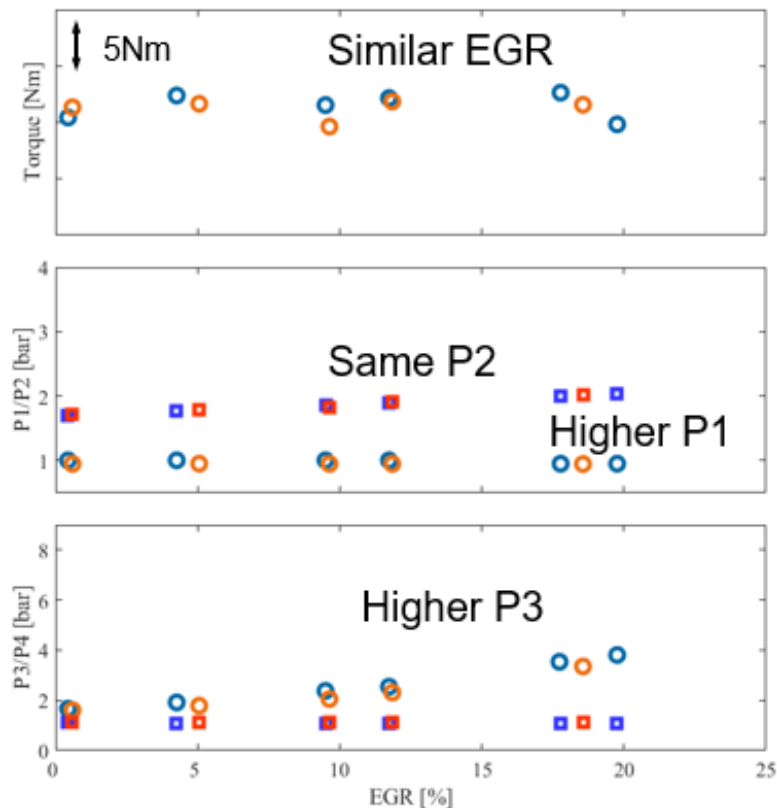


Figura 5.19. Prestaciones generales a 2.000 rpm con variaciones de EGR (1)

Fuente: *Elaboración propia*

Por otro lado, en la Figura 5.20. se percibe que no hay diferencia en cuanto a los parámetros estudiados para las dos geometrías, ya que tanto el consumo específico de combustible como las temperaturas de salida del compresor y del *intercooler* y de entrada y salida de la turbina son similares.

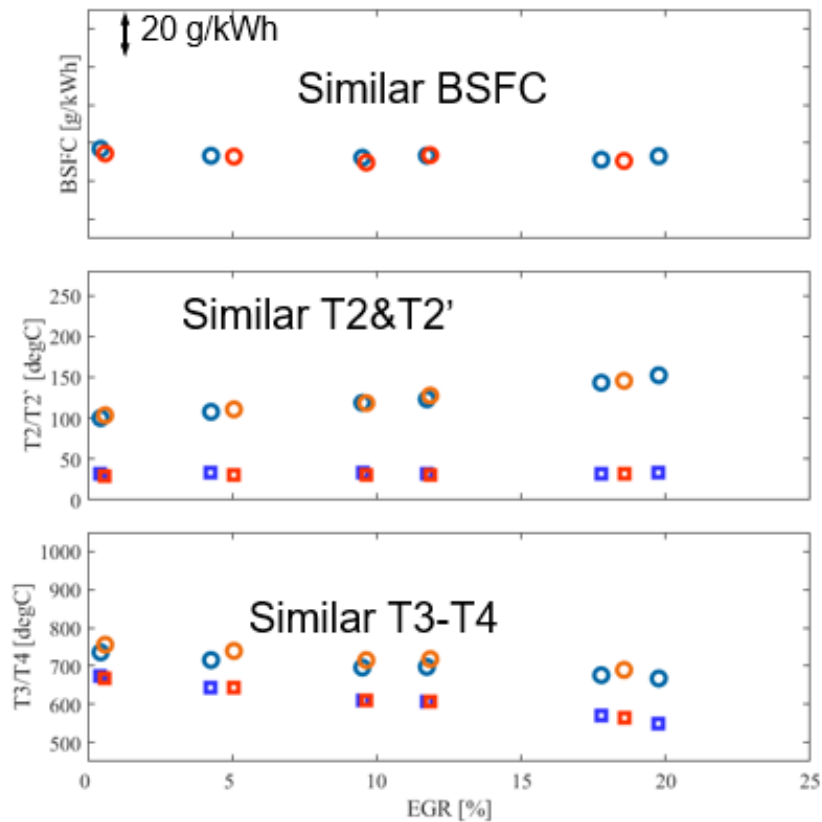


Figura 5.20. Prestaciones generales a 2.000 rpm con variaciones de EGR (2)

Fuente: Elaboración propia

5.5.2. Parámetros de la combustión

En la Figura 5.21. se contempla que la nueva geometría del conducto de admisión supone una mejora en la estabilidad de la combustión, ya que el COV es menor, además de mantener una relación de aire-combustible estequiométrica. Sin embargo, el ángulo del cigüeñal nos indica que el instante en el que prende la bujía es el mismo. Además, cuando tenemos una tasa de EGR baja el motor tarda menos tiempo en quemar la mezcla, puesto que en ella hay una menor cantidad de gases reciclados y por ello la bujía está saltando justo en el PMS, de forma que la combustión se produce durante la carrera de expansión. Conforme se aumenta la tasa de EGR el tiempo que tarda el motor en quemar la mezcla es mayor, de forma que se va adelantando el ángulo en el que salta la bujía.

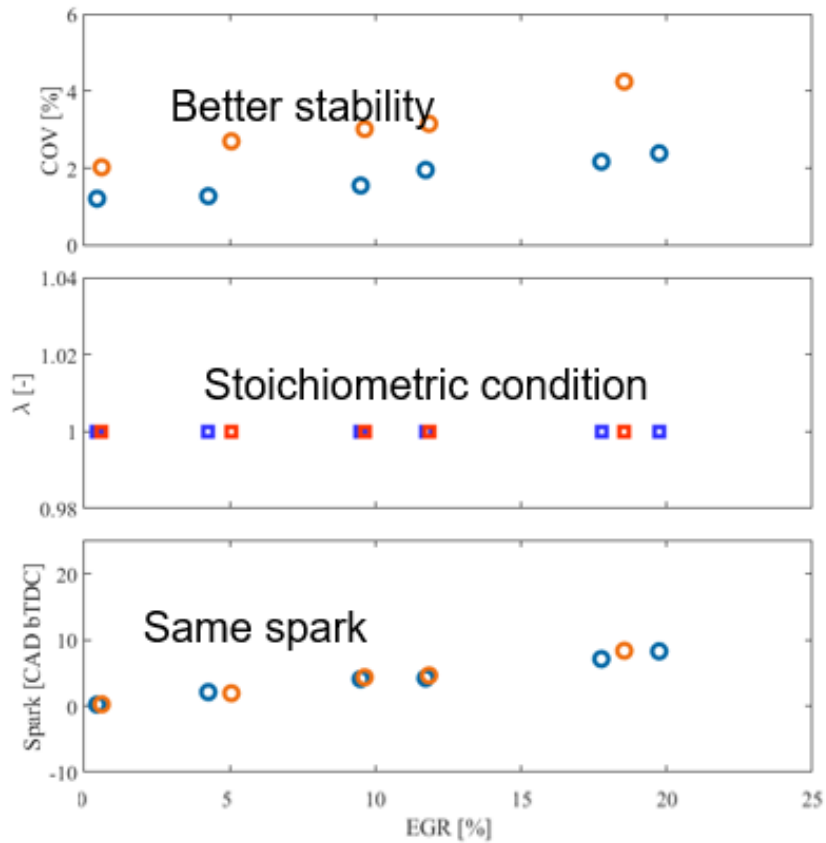


Figura 5.21. *Parámetros de la combustión a 2.000 rpm con variaciones de EGR (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

En la Figura 5.22. se ve de nuevo diferencia en el caso de CA50 donde la combustión se adelanta a pesar de saltar la bujía en el mismo punto, de igual manera que en el CA90 por lo que, en general, con la nueva junta se tiene una duración de la combustión más corta.

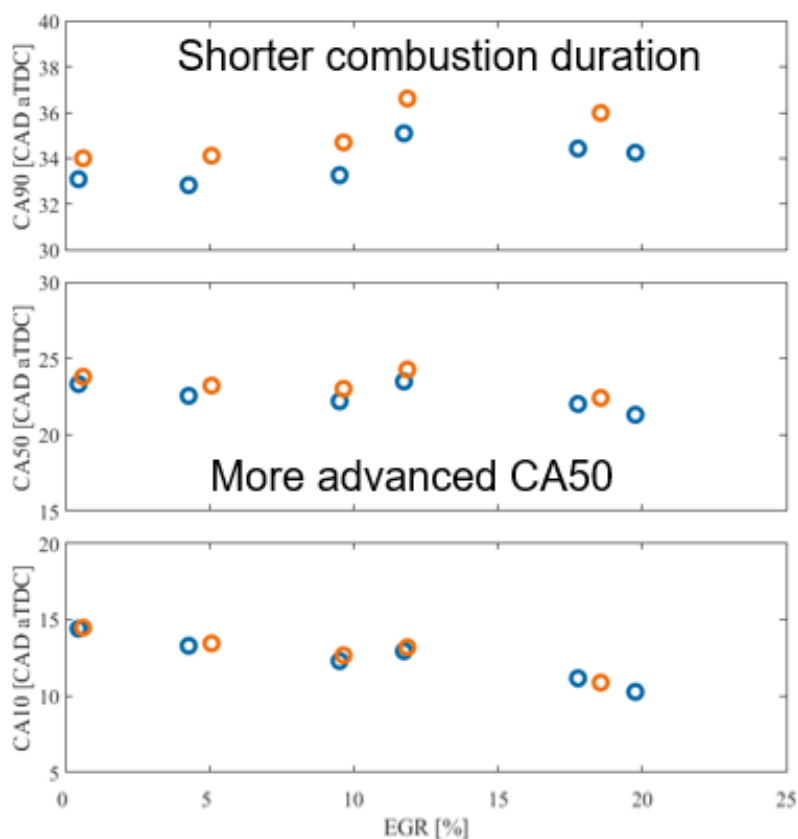


Figura 5.22. *Parámetros de la combustión a 2.000 rpm con variaciones de EGR (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.5.3. Parámetros específicos del turbogrupo

En la Figura 5.23. se diferencia que para todos los valores de la tasa de EGR ensayados el valor de la relación de presión de la turbina es, por norma general, mayor para la nueva geometría diseñada, ya que la presión en el colector de escape ha aumentado y, por ende, la presión en la entrada de la turbina también. Además, se distingue como la relación de presión en el compresor es inferior, especialmente a regímenes bajos y medios, cosa que se puede deber a que la presión a la entrada del compresor es mayor. Por último, existen pérdidas generadas por el consumo de trabajo de la presión media efectiva de bombeo, que ha aumentado ligeramente y es también una consecuencia del aumento de la presión en el cilindro, ya que cuesta un mayor esfuerzo expulsar los gases de la cámara de combustión.

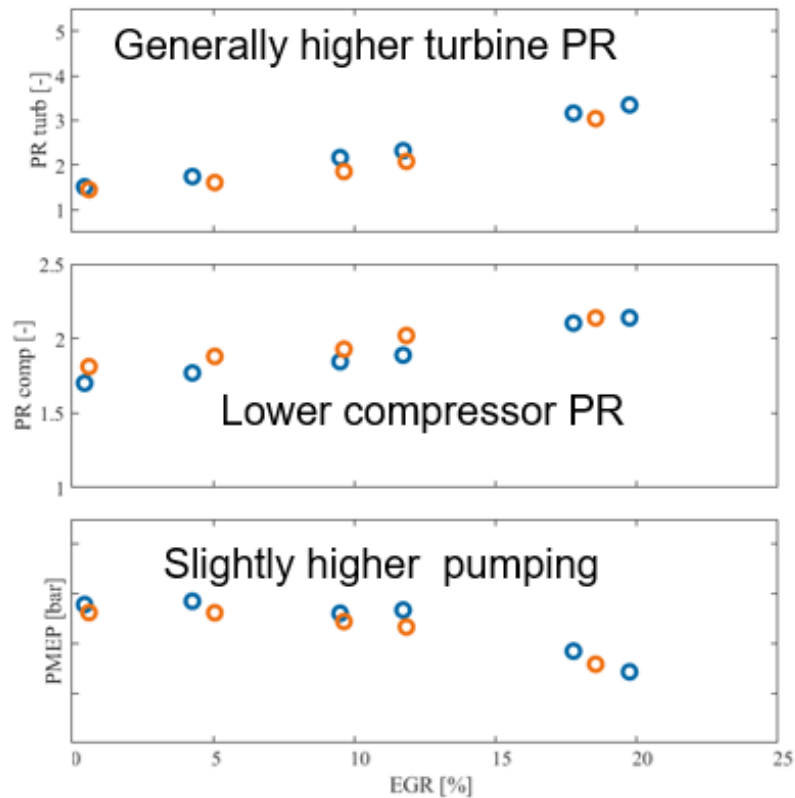


Figura 5.23. *Parámetros específicos del turbogrupo a 2.000 rpm con variaciones de EGR (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

Más adelante, en la Figura 5.24. se ve como el rendimiento del compresor es ligeramente superior con el cambio de la junta de los conductos de admisión de aire y del conducto proveniente de la válvula EGR. Sin embargo, tal y como se ha comentado anteriormente, la posición del actuador VNT varía de forma que se cierra, la gráfica muestra un menor porcentaje, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para obtener la misma presión de sobrealimentación. Este fenómeno supone un aumento de la presión media de bombeo y genera más pérdidas de trabajo que provocan por ende un menor rendimiento. Como consecuencia de este fenómeno, el rendimiento de la turbina es menor y esto se debe a que aparte del ángulo de los álabes y de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material del que está hecho la junta, de forma que el calor que absorbe el nuevo material es un poco mayor y esto genera un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor.

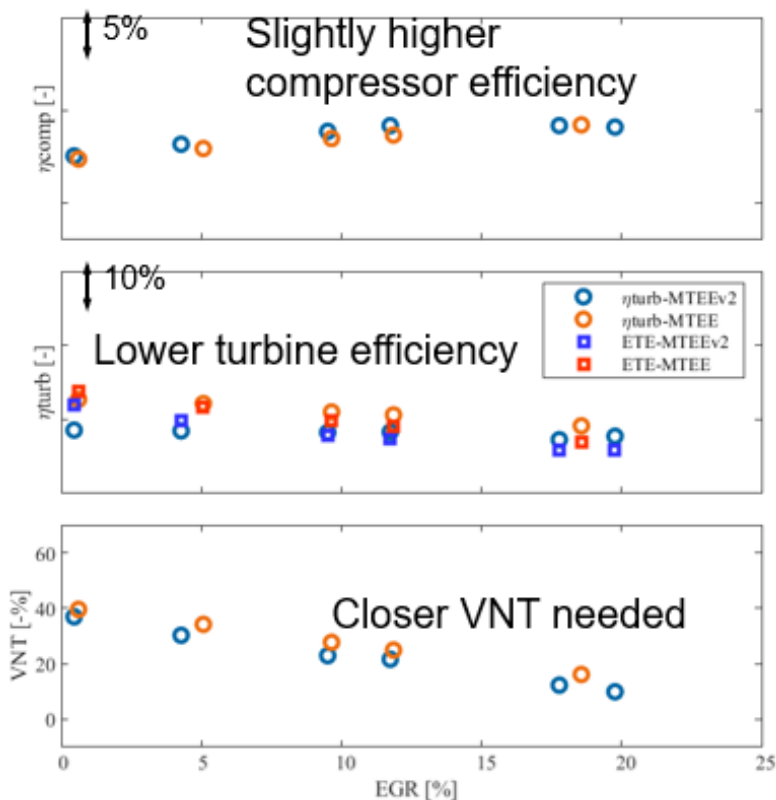


Figura 5.24. *Parámetros específicos del turbogrupo a 2.000 rpm con variaciones de EGR (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.6. Estudio a carga parcial con variaciones de la tasa de EGR – 2.500 rpm

En este apartado se pide al motor unas condiciones de la tasa de EGR, potencia y régimen constante de 36 kW y 2.500 rpm respectivamente, que son a las que funciona el motor en condiciones normales, de tal forma que se pueda medir el punto para estudiar y comparar los parámetros y su comportamiento.

Así pues, en este apartado se observa que el eje X de todas las gráficas es la tasa de EGR, es decir, la masa de gases recirculados dividido entre la masa de gas total admitido en el cilindro por el motor, como se ha comentado en capítulos anteriores. En este caso al compresor le llega todo el aire frío por el centro y todo el aire caliente por fuera, y en vez de entrar en un punto concreto, entra como un anillo en 4 puntos por la geometría de la nueva junta diseñada.

5.6.1. Prestaciones generales

En la Figura 5.25. se aprecia que para todos los valores de la tasa de EGR ensayados el valor del par es similar para ambas geometrías. Además, se percibe como la presión en la entrada al compresor es mayor, cosa que se debe a la posición del actuador VNT. De igual manera, la presión a la entrada de la turbina también es superior. No obstante, la presión de salida de compresor es la misma, de igual forma que la presión de salida de la turbina.

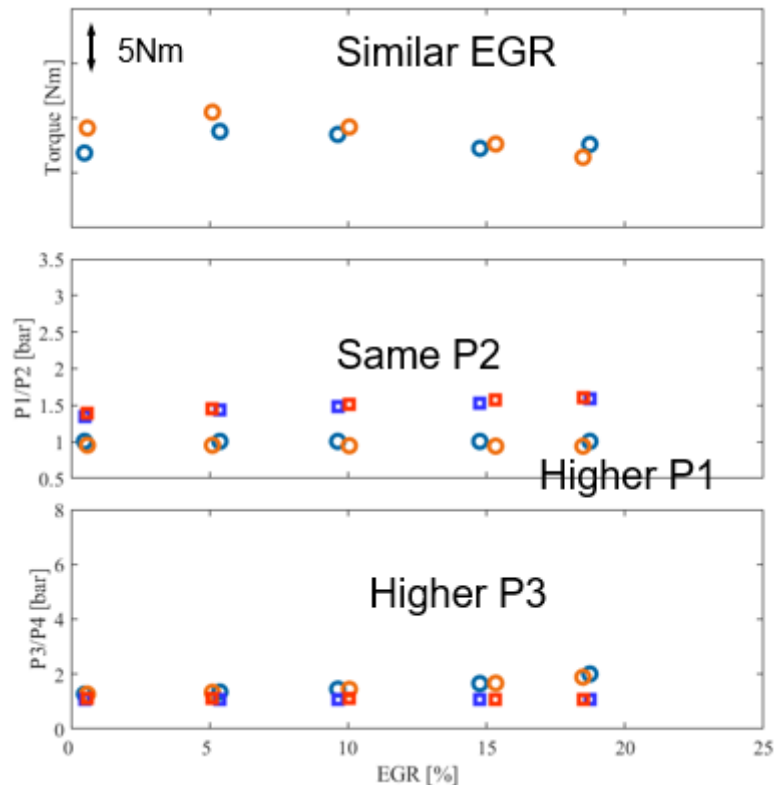


Figura 5.25. Prestaciones generales a 2.500 rpm con variaciones de EGR (1)

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, en la Figura 5.26. se percibe que no hay diferencia en cuanto a los parámetros estudiados para las dos geometrías, ya que tanto el consumo específico de combustible como las temperaturas de salida del compresor y del *intercooler* y de entrada y salida de la turbina son similares.

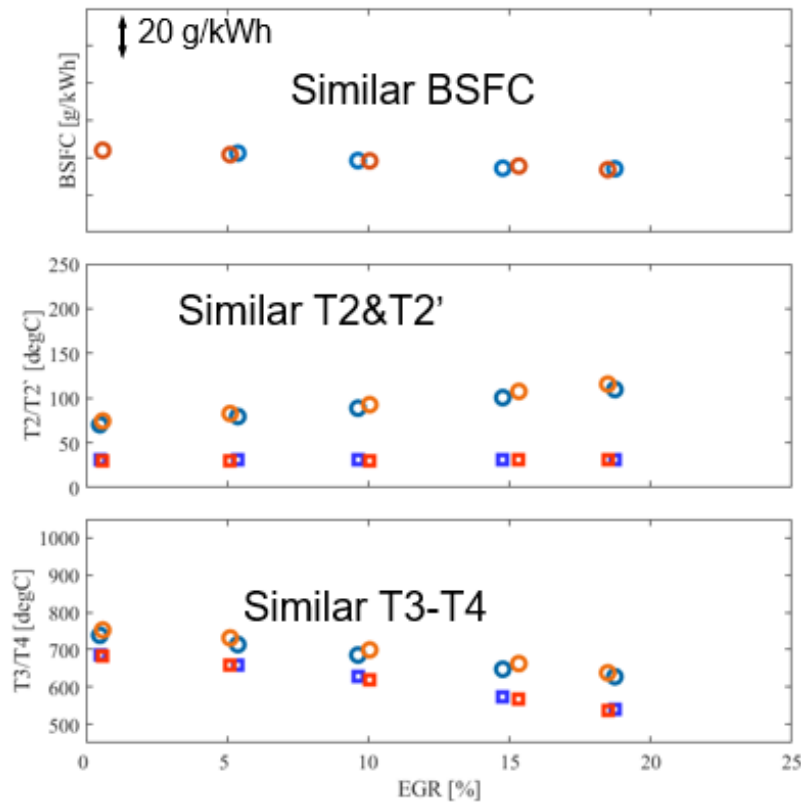


Figura 5.26. Prestaciones generales a 2.500 rpm con variaciones de EGR (2)

Fuente: Elaboración propia

5.6.2. Parámetros de la combustión

En la Figura 5.27. se aprecia que la nueva geometría del conducto de admisión supone una mejora en la estabilidad de la combustión, ya que el COV es menor, además de mantener una relación de aire-combustible estequiométrica. Sin embargo, el ángulo del cigüeñal nos indica que el instante en el que prende la bujía es el mismo. Además, cuando tenemos una tasa de EGR baja el motor tarda menos tiempo en quemar la mezcla, puesto que en ella hay una menor cantidad de gases reciclados y por ello la bujía está saltando justo en el PMS, de forma que la combustión se produce durante la carrera de expansión. Conforme se aumenta la tasa de EGR el tiempo que tarda el motor en quemar la mezcla es mayor, de forma que se va adelantando el ángulo en el que salta la bujía.

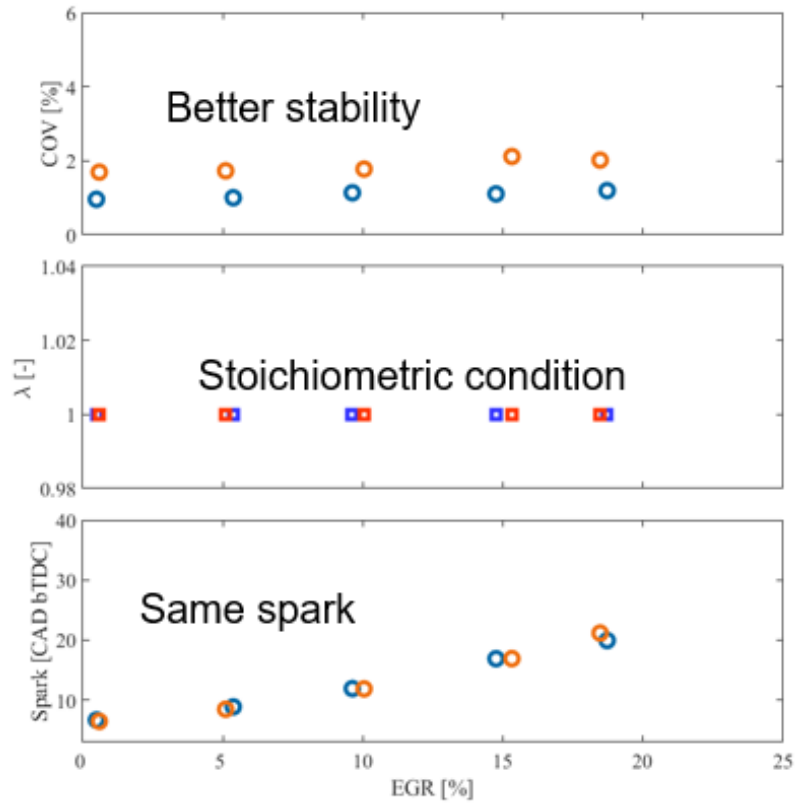


Figura 5.27. *Parámetros de la combustión a 2.500 rpm con variaciones de EGR (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

En la Figura 5.28. se observa de nuevo diferencia en el caso de CA50 donde la combustión se adelanta a pesar de saltar la bujía en el mismo punto, de igual manera que en el CA90 por lo que, en general, con la nueva junta se tiene una duración de la combustión más corta.

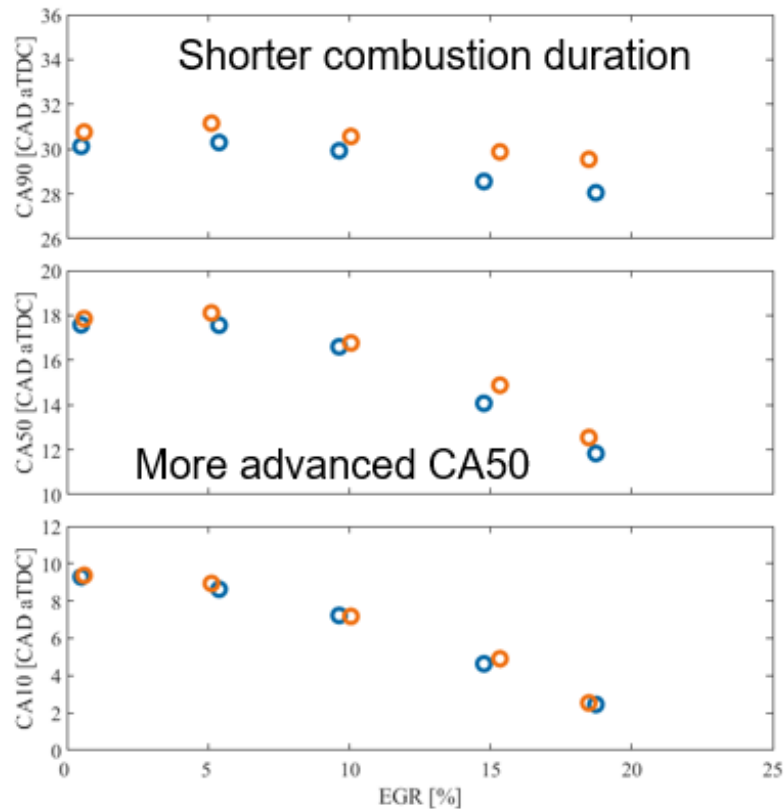


Figura 5.28. *Parámetros de la combustión a 2.500 rpm con variaciones de EGR (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.6.3. Parámetros específicos del turbogrupo

En la Figura 5.29. se diferencia que para todos los valores de la tasa de EGR ensayados el valor de la relación de presión de la turbina es, por norma general, mayor para la nueva geometría diseñada, ya que la presión en el colector de escape ha aumentado y, por ende, la presión en la entrada de la turbina también. Además, se distingue como la relación de presión en el compresor es inferior, especialmente a regímenes bajos y medios, cosa que se puede deber a que la presión a la entrada del compresor es mayor. Por último, existen pérdidas generadas por el consumo de trabajo de la presión media efectiva de bombeo, que ha aumentado ligeramente y es también una consecuencia del aumento de la presión en el cilindro, ya que cuesta un mayor esfuerzo expulsar los gases de la cámara de combustión.

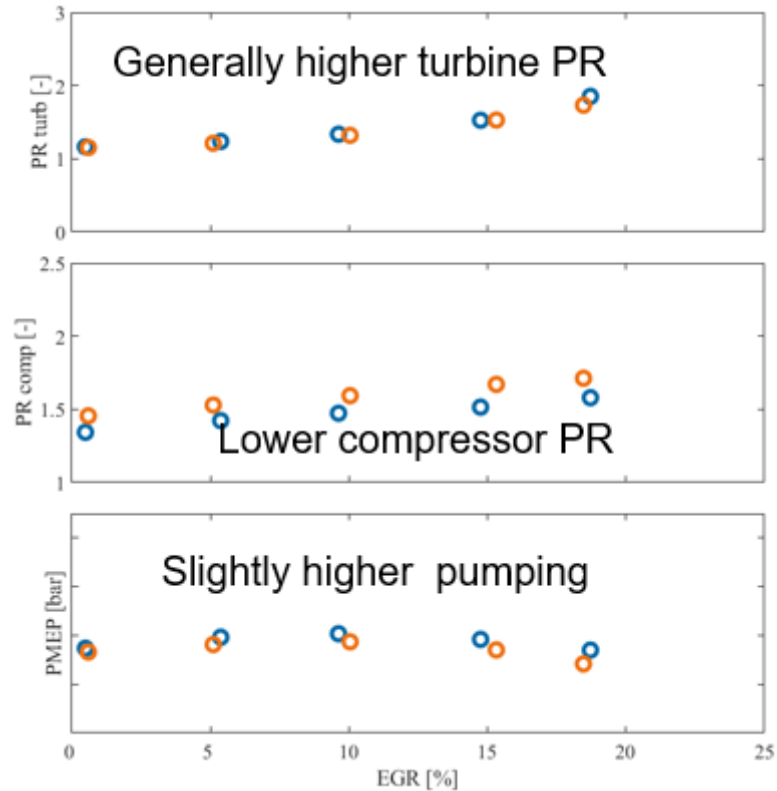


Figura 5.29. *Parámetros específicos del turbogrupo a 2.500 rpm con variaciones de EGR (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

Más adelante, en la Figura 5.30. se ve como el rendimiento del compresor es ligeramente superior con el cambio de la junta de los conductos de admisión de aire y del conducto proveniente de la válvula EGR. Sin embargo, tal y como se ha comentado anteriormente, la posición del actuador VNT varía de forma que se cierra, la gráfica muestra un menor porcentaje, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para obtener la misma presión de sobrealimentación. Este fenómeno supone un aumento de la presión media de bombeo y genera más pérdidas de trabajo que provocan por ende un menor rendimiento. Como consecuencia de este fenómeno, el rendimiento de la turbina es menor y esto se debe a que aparte del ángulo de los álabes y de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material del que está hecho la junta, de forma que el calor que absorbe el nuevo material es un poco mayor y esto genera un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor.

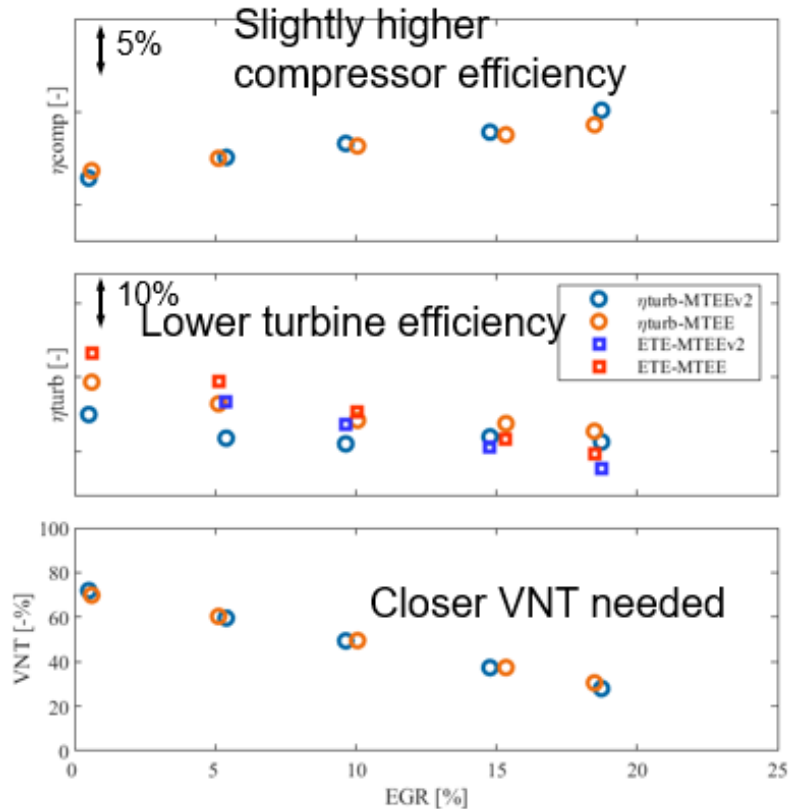


Figura 5.30. *Parámetros específicos del turbogrupo a 2.500 rpm con variaciones de EGR (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.7. Estudio a carga parcial con variaciones de la tasa de EGR – 3.000 rpm

En este apartado se pide al motor unas condiciones de la tasa de EGR, potencia y régimen constante de 36 kW y 3.000 rpm respectivamente, que son a las que funciona el motor en condiciones normales, de tal forma que se pueda medir el punto para estudiar y comparar los parámetros y su comportamiento.

Así pues, en este apartado se observa que el eje X de todas las gráficas es la tasa de EGR, es decir, la masa de gases recirculados dividido entre la masa de gas total admitido en el cilindro por el motor, como se ha comentado en capítulos anteriores. En este caso al compresor le llega todo el aire frío por el centro y todo el aire caliente por fuera, y en vez de entrar en un punto concreto, entra como un anillo en 4 puntos por la geometría de la nueva junta diseñada.

5.7.1. Prestaciones generales

En la Figura 5.31. se aprecia que para todos los valores de la tasa de EGR ensayados el valor del par es similar para ambas geometrías. Además, se percibe como la presión en la entrada al compresor es mayor, cosa que se debe a la posición del actuador VNT. De igual manera, la presión a la entrada de la turbina también es superior. No obstante, la presión de salida de compresor es la misma, de igual forma que la presión de salida de la turbina.

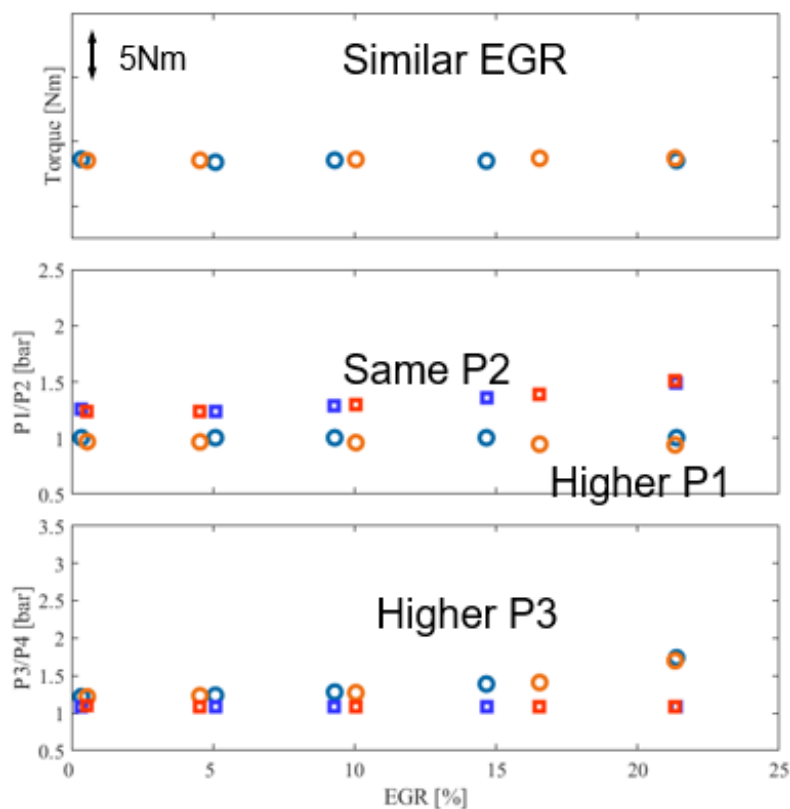


Figura 5.31. Prestaciones generales a 3.000 rpm con variaciones de EGR (1)

Fuente: *Elaboración propia*

Por otro lado, en la Figura 5.32. se percibe que no hay diferencia en cuanto a los parámetros estudiados para las dos geometrías, ya que tanto el consumo específico de combustible como las temperaturas de salida del compresor y del *intercooler* y de entrada y salida de la turbina son similares.

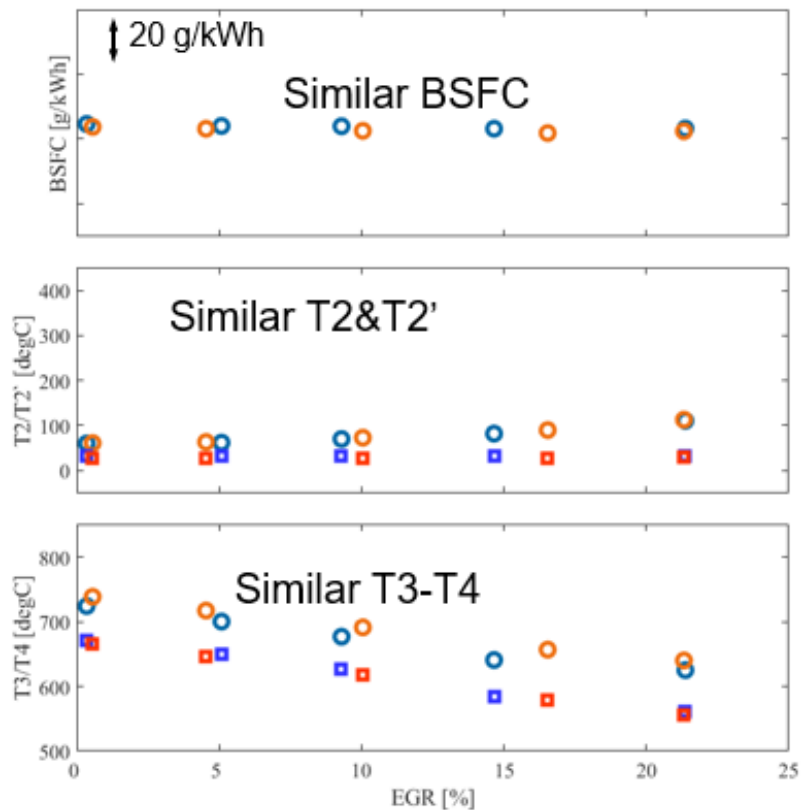


Figura 5.32. Prestaciones generales a 3.000 rpm con variaciones de EGR (2)

Fuente: Elaboración propia

5.7.2. Parámetros de la combustión

En la Figura 5.33. se contempla que la nueva geometría del conducto de admisión supone una mejora en la estabilidad de la combustión, ya que el COV es menor, además de mantener una relación de aire-combustible estequiométrica. Sin embargo, el ángulo del cigüeñal nos indica que el instante en el que prende la bujía es el mismo. Además, cuando tenemos una tasa de EGR baja el motor tarda menos tiempo en quemar la mezcla, puesto que en ella hay una menor cantidad de gases reciclados y por ello la bujía está saltando justo en el PMS, de forma que la combustión se produce durante la carrera de expansión. Conforme se aumenta la tasa de EGR el tiempo que tarda el motor en quemar la mezcla es mayor, de forma que se va adelantando el ángulo en el que salta la bujía.

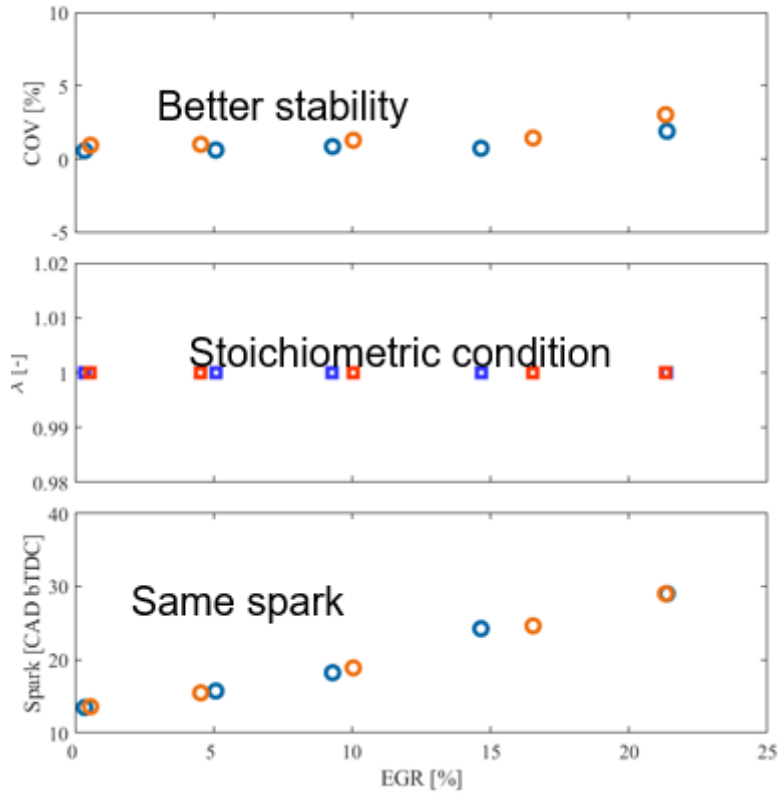


Figura 5.33. *Parámetros de la combustión a 3.000 rpm con variaciones de EGR (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

En la Figura 5.34. se ve de nuevo diferencia en el caso de CA50 donde la combustión se adelanta a pesar de saltar la bujía en el mismo punto, de igual manera que en el CA90 por lo que, en general, con la nueva junta se tiene una duración de la combustión más corta.

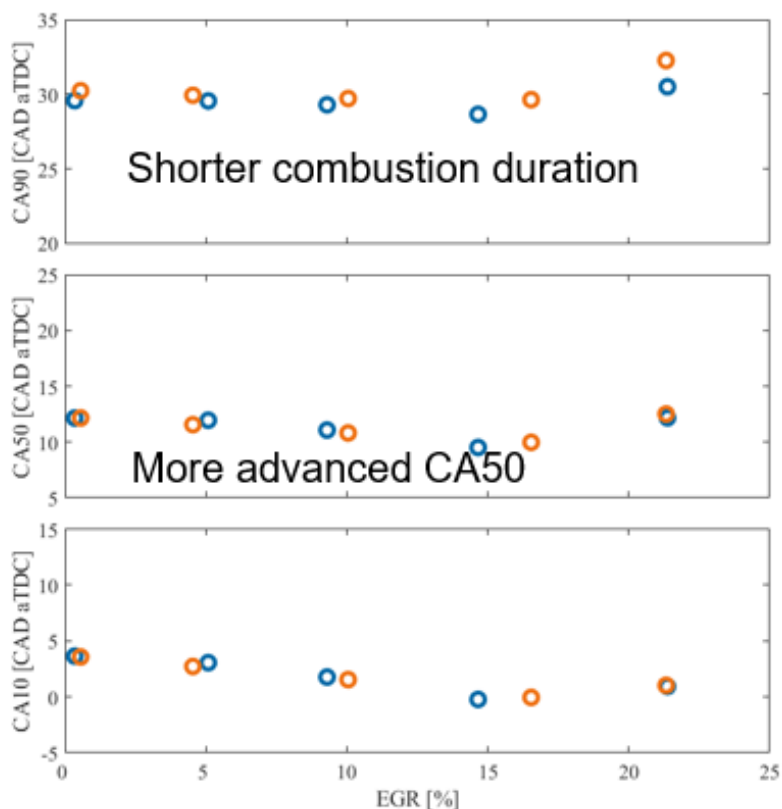


Figura 5.34. *Parámetros de la combustión a 3.000 rpm con variaciones de EGR (2)*

Fuente: Elaboración propia

5.7.3. Parámetros específicos del turbogrupo

En la Figura 5.35. se diferencia que para todos los valores de la tasa de EGR ensayados el valor de la relación de presión de la turbina es, por norma general, mayor para la nueva geometría diseñada, ya que la presión en el colector de escape ha aumentado y, por ende, la presión en la entrada de la turbina también. Además, se distingue como la relación de presión en el compresor es inferior, especialmente a regímenes bajos y medios, cosa que se puede deber a que la presión a la entrada del compresor es mayor. Por último, existen pérdidas generadas por el consumo de trabajo de la presión media efectiva de bombeo, que ha aumentado ligeramente y es también una consecuencia del aumento de la presión en el cilindro, ya que cuesta un mayor esfuerzo expulsar los gases de la cámara de combustión.

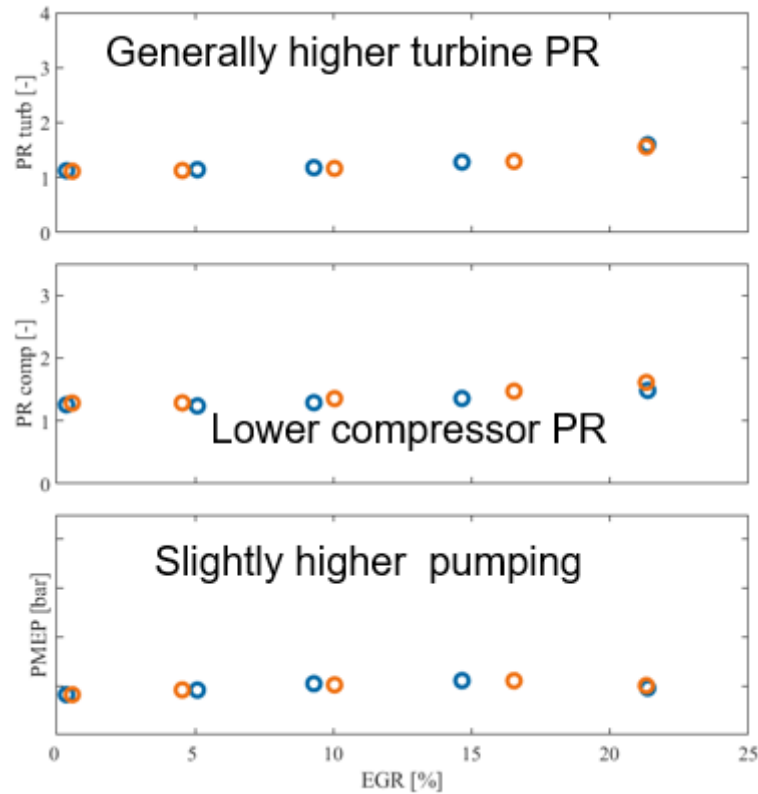


Figura 5.35. *Parámetros específicos del turbogrupo a 3.000 rpm con variaciones de EGR (1)*

Fuente: *Elaboración propia*

Más adelante, en la Figura 5.36. se ve como el rendimiento del compresor es ligeramente superior con el cambio de la junta de los conductos de admisión de aire y del conducto proveniente de la válvula EGR. Sin embargo, tal y como se ha comentado anteriormente, la posición del actuador VNT varía de forma que se cierra, la gráfica muestra un menor porcentaje, lo que implica que se ha tenido que ir a un punto en el que la turbina tiene que generar más potencia para obtener la misma presión de sobrealimentación. Este fenómeno supone un aumento de la presión media de bombeo y genera más pérdidas de trabajo que provocan por ende un menor rendimiento. Como consecuencia de este fenómeno, el rendimiento de la turbina es menor y esto se debe a que aparte del ángulo de los álabes y de cambiar la geometría de entrada también se cambió el material del que está hecho la junta, de forma que el calor que absorbe el nuevo material es un poco mayor y esto genera un mayor flujo de calor desde la turbina hasta el compresor.

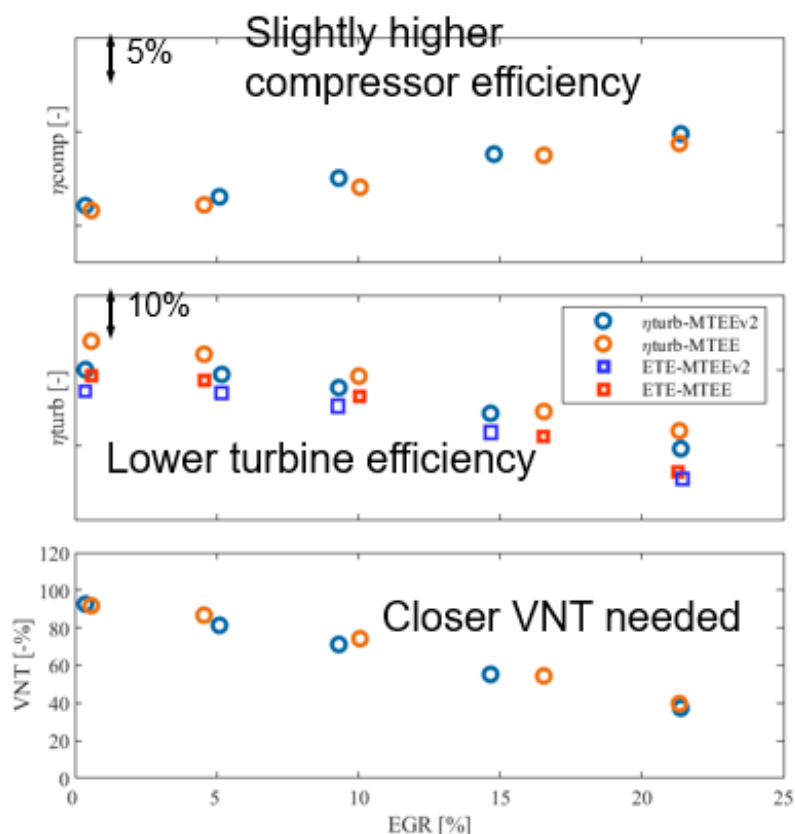


Figura 5.36. Parámetros específicos del turbogrupo a 3.000 rpm con variaciones de EGR (2)

Fuente: Elaboración propia

5.8. Estudio de durabilidad

En este apartado se explica en detalle el estudio de durabilidad que se ha llevado a cabo en los ensayos del motor.

En primer lugar, es necesario mencionar que con esta nueva geometría se tenía la duda de que hubiera una transmisión de calor excesiva y por ende condensación a lo largo de la pared interna del conducto de admisión que separa el aire frío de la entrada de aire del motor con el aire caliente proveniente de la válvula de EGR, ya que está en contacto con los dos fluidos. Es por esta razón que se somete al motor a trabajar 50 horas en unas condiciones en las que se sabe que se forma condensación de forma controlada, para ver si se produce un deterioro mayor del esperable o no.

La corta geometría de la nueva junta diseñada (véanse Figura 5.37. y Figura 5.38.) hace que no le dé tiempo al aire frío de la admisión a mezclarse con los gases de EGR que contienen vapor de agua, para que no condense parte del agua, ya que si le das a los gases una mayor distancia para llegar al compresor las pequeñas partículas de agua formadas tienden a unirse y a acumularse por las paredes, formando una capa de agua y dando lugar

a la erosión de los álabes del compresor al golpear a esa pequeña acumulación de agua que se ha formado.

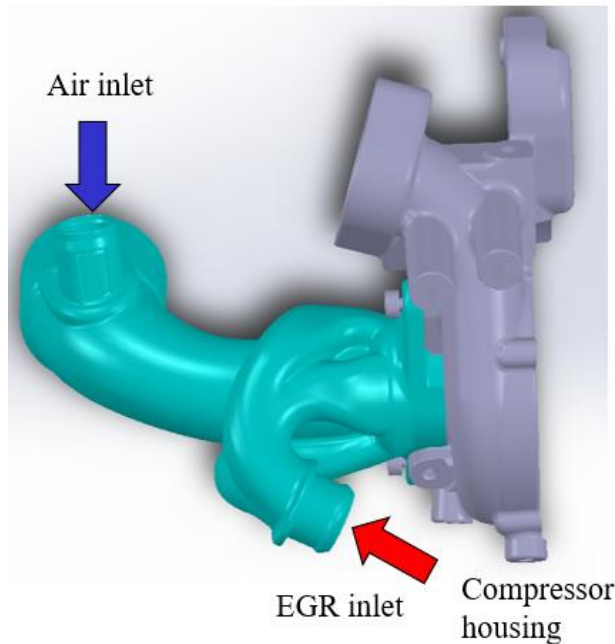


Figura 5.37. Diseño-3D de la unión del conducto de EGR con la carcasa del compresor

Fuente: CMT, comunicación personal, 11 de junio de 2024

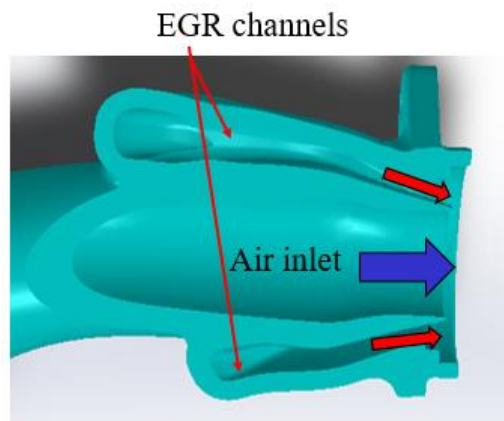


Figura 5.38. Diseño 3D del interior de los canales de aire y EGR

Fuente: CMT, comunicación personal, 11 de junio de 2024

En cuanto a las condiciones de trabajo durante las 50 horas, hay que destacar que es un punto de funcionamiento estable a 2.500 rpm de motor y aproximadamente a 150 Nm de carga motor con un régimen de compresor medio/alto, concretamente 140.000 rpm. Además, se introduce refrigerante a baja temperatura al enfriador del EGR para que los

propios gases de EGR salgan muy fríos, a 50°C, casi condensando, y se admite aire frío a 5°C y con una humedad relativa del 60% proveniente del sistema de control de la sala. Conforme se ha ido degradando el compresor, con el fin de mantener la misma presión de sobrealimentación teniendo la erosión de los álabes, se ha tenido que cerrar el compresor un poco más cada vez y en consecuencia la presión de entrada a la turbina ha ido aumentando.

Para mostrar de forma visual el efecto de la condensación de partículas de agua en los diferentes componentes del compresor del motor, se van a introducir algunas imágenes de estos junto a una breve explicación mencionando los detalles en los que hay que prestar especial atención.

En primer lugar, en la pared exterior del conducto interno de alimentación de aire fresco del compresor se pueden observar marcas oscurecidas en el material provocadas por el arrastre de gotas sobre la superficie (véanse Figura 5.39. y Figura 5.40.).

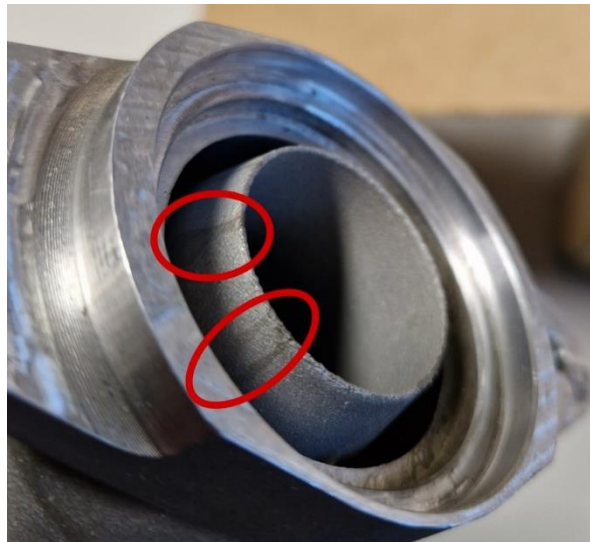


Figura 5.39. Condensación en el conducto de alimentación del compresor (1)

Fuente: Elaboración propia



Figura 5.40. Condensación en el conducto de alimentación del compresor (2)

Fuente: Elaboración propia

Además, se distingue a simple vista el cambio de color que existe entre el conducto principal del aire limpio que proviene del filtro del sistema de admisión del vehículo y el conducto del aire que contiene las micropartículas de agua proveniente de la válvula EGR (véanse Figura 5.41. y Figura 5.42.).



Figura 5.41. Conducto principal del aire limpio del compresor

Fuente: Elaboración propia



Figura 5.42. *Conducto de alimentación del aire de EGR del compresor*

Fuente: *Elaboración propia*

Más adelante, se pueden apreciar en mayor cantidad las marcas de agua en la entrada de la carcasa del compresor (véase Figura 5.43.).



Figura 5.43. *Condensación en la entrada de la carcasa del compresor*

Fuente: *Elaboración propia*

Llegados a este punto, se va a proceder a inspeccionar cada uno de los álabes con mayor detalle.

Así pues, para identificar el efecto producido en cada álabe, se ha tomado una fotografía del frontal del rodete del compresor y se han numerado las aspas con la intención de poder diferenciarlos (véase Figura 5.44.).

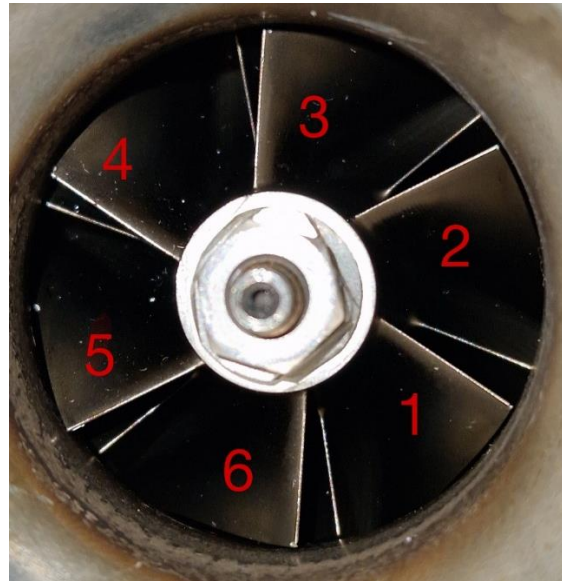


Figura 5.44. Numeración de los álabes del rodete del compresor

Fuente: Elaboración propia

En el álabe número 1 se aprecia cómo en la esquina cercana a la pared de la carcasa, hay un rasguño ocasionado por el impacto de las microgotas de agua que provienen de la pared de la carcasa del compresor (véase Figura 5.45.).

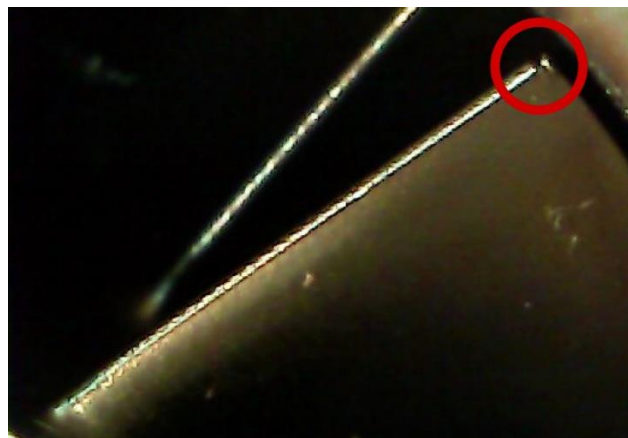


Figura 5.45. Álabe número 1 detallado

Fuente: Elaboración propia

De igual manera que en el anterior, en el álabe número 2 se observa un arañazo de menor tamaño en la punta del álabe que trabaja al lado de la pared de la carcasa del compresor (véase Figura 5.46.).

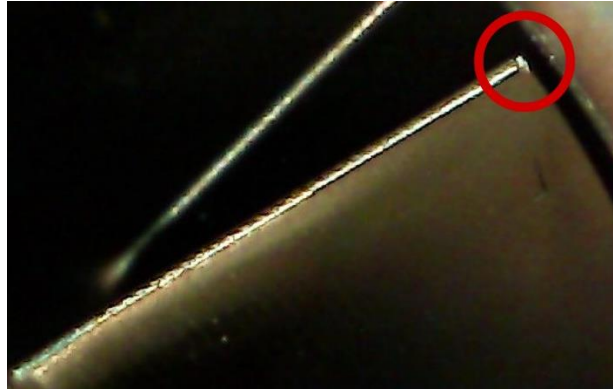


Figura 5.46. Ábabe número 2 detallado

Fuente: Elaboración propia

En el canto del ábabe número 3 se percibe una hendidura.



Figura 5.47. Ábabe número 3 detallado

Fuente: Elaboración propia

En el ábabe número 4 se perciben dos defectos, una hendidura en el canto de este de mayor tamaño que la anterior y una mella en la punta cercana a la pared de la carcasa del compresor (véase Figura 5.48.).

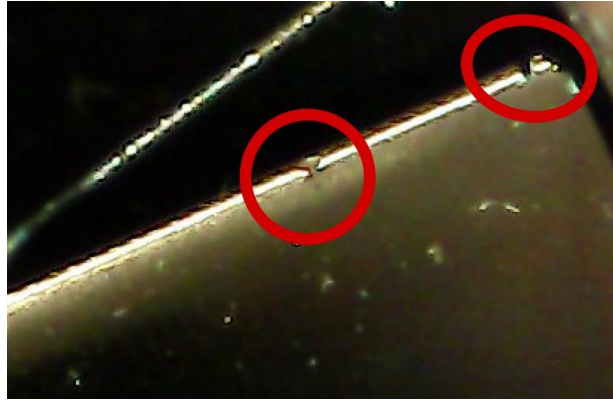


Figura 5.48. Álabe número 4 detallado

Fuente: Elaboración propia

En el álabe número 5 se observa una adición de material en el canto del álabe (véase Figura 5.49.).



Figura 5.49. Álabe número 5 detallado

Fuente: Elaboración propia

Por último, en el álabe número 6 se distingue una mella de tamaño considerable en la esquina que trabaja al lado de la pared de la carcasa del compresor (véase Figura 5.50.).

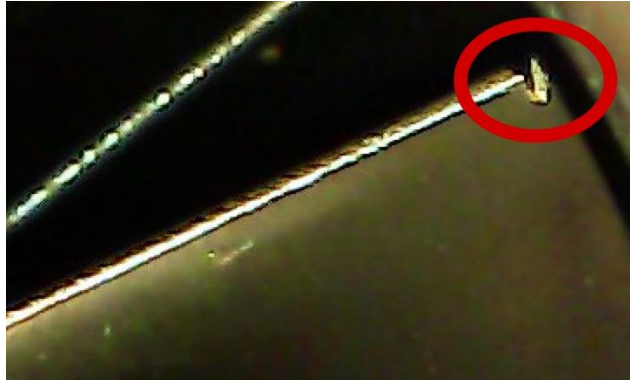


Figura 5.50. Álabe número 6 detallado

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se puede concluir que se ha producido una erosión normal teniendo en cuenta las condiciones a las que estaba sometido el motor, pero tiene cierto impacto negativo sobre las prestaciones del compresor. Por este motivo, cuando el motor trabaja en condiciones frías se limita la tasa de EGR, para evitar la condensación de las partículas de agua.

6. Conclusiones

Este TFG se ha realizado con el fin de estudiar de forma experimental un diseño del sistema de recirculación de gases de escape de baja presión integrado en la entrada del compresor de un motor de encendido provocado turbosobrealimentado creado con el propósito de optimizar las prestaciones de este y aumentar su resistencia al desgaste debido a la condensación del vapor de agua presente en el aire de admisión. En este último capítulo se habla de las diversas conclusiones obtenidas del estudio experimental.

En primer lugar, se ha comprendido y expuesto la fenomenología que tiene lugar en la entrada del compresor del motor de encendido provocado sobrealimentado. Para hacer esto posible, se ha realizado con éxito una batería de ensayos experimentales en sala de ensayos, lo que ha permitido obtener datos concluyentes para la empresa sobre la nueva unión y evitar la extinción de la combustión en la cámara de combustión del motor durante su funcionamiento ordinario.

Así pues, tal y como se ha observado en las gráficas expuestas en el capítulo anterior, el nuevo diseño del sistema EGR de baja presión no aporta una mejora significativa de las prestaciones, aunque ha aumentado considerablemente la durabilidad del compresor. No obstante, el diseño propuesto es mucho más complejo y caro de fabricar, ya que las formas se han hecho con impresión 3D porque son muy complicadas de hacer por moldeo, y por ende no merece la pena implantarlo, ya que las diferencias existentes eran pequeñas en condiciones de operación generales del motor.

En cuanto a las limitaciones encontradas en la realización del proyecto, el tiempo necesario para finalizar los ensayos se ha alargado más de lo esperado debido a distintos errores que han surgido en algunos componentes de la sala como el FTM, que ha hecho que se tenga que replazar por otro dispositivo de las mismas características en acabar otros ensayos que se estaban realizando en una sala distinta en la también que se precisaba de él.

Por lo que respecta a líneas de investigación futuras, se puede hacer un tercer diseño del conducto unión entre al aire fresco que se admite en el motor y los gases provenientes de la válvula EGR que esté en un punto intermedio a las dos geometrías ensayadas hasta ahora, con el fin de ver si se consigue mantener las prestaciones del motor y la mejora de la durabilidad del compresor, pero abaratando el coste de fabricación de la nueva junta. Es conveniente recordar que el proyecto está enmarcado en uno a largo plazo sobre el comportamiento de los gases de escape en el sistema de admisión bajo unas circunstancias determinadas de humedad y temperatura.

7. Bibliografía

En este apartado se muestran las referencias bibliográficas de los documentos de los que se ha extraído información para la redacción del documento en formato APA 7ª edición.

- AVL. (s.f.). *AVL CONCERTO 5TM*. <https://www.avl.com/en/testing-solutions/all-testing-products-and-software/connected-development-software-tools/avl-concerto-5>
- AVL. (s.f.). *AVL Fuel Balance and Fuel Temperature Control*. <https://www.avl.com/en/testing-solutions/all-testing-products-and-software/advanced-measurement-technologies/avl-fuel>
- AVL. (s.f.). *AVL PUMA 2TM*. <https://www.avl.com/en/testing-solutions/all-testing-products-and-software/test-system-automation/avl-puma-2>
- Broatch, A. y Pastor, J.V. (2011). Técnicas experimentales. En F. Payri (Ed.) y J.M. Desantes (Ed.), *Motores de combustión interna alternativos* (pp. 914-950). Universitat Politècnica de València.
- Carnovo (s.f.). *¿Qué es y para qué sirve el par motor de un coche?* <https://carnovo.com/es/guias/par-motor/>
- DieselNet. (s.f.). *Normas de emisión: Europa: turismos y camiones ligeros*. <https://dieselnet.com/standards/eu/ld.php>
- ETAS. (s.f.). *INCA Software*. https://www.etas.com/en/products/inca_software_products-details.php
- HORIBA. (s.f.). *MEDAS - Dynamic Altitude Simulation*. <https://www.horiba.com/esp/automotive/products/detail/action/show/Product/medas-15/>
- Maraver Martínez, L. (2023). *Study of the relationship between the temperature of the Water Charge Air Cooler (WCAC) and combustion quality in spark-ignition engines* [Trabajo de fin de grado]. Universitat Politècnica de València.
- Payri, F. y Desantes, J.M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de València.

7.1. Fuentes de las imágenes

- **Figura 2.1.** Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p. 24), por F. Payri y J.M. Desantes (2011). Universitat Politècnica de València.
- **Figura 2.2.** Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p. 28), por F. Payri y J.M. Desantes (2011). Universitat Politècnica de València.
- **Figura 3.4.** Adaptado de *Tema 7 Mantenimiento preventivo de MCIA* [Diapositiva 22 del PowerPoint], por Mantenimiento de máquinas térmicas (2023). Repositorio Material ETSIADI de la Universitat Politècnica de València.
- **Figura 4.2.** Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p. 914), por F. Payri y J.M. Desantes (2011). Universitat Politècnica de València.
- **Figura 4.3.** Adaptado de *Tema 10 Diagnóstico de motores por síntomas internos* [Diapositiva 13 del PowerPoint], por Mantenimiento de máquinas térmicas (2023). Repositorio Material ETSIADI de la Universitat Politècnica de València.
- **Figura 4.19.** Adaptado de *AVL PUMA 2TM* [Fotografía], por AVL (s.f.). <https://www.avl.com/en/testing-solutions/all-testing-products-and-software/test-system-automation/avl-puma-2>
- **Figura 8.1.** Adaptado de *Objetivos de desarrollo sostenible: qué son y Agenda 2030* [Fotografía], por Femcet (s.f.). <https://femcet.com/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible-u-ods-que-son-y-agenda-2030/>

7.2. Fuentes de las tablas

- **Tabla 3.** Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p. 918), por F. Payri y J.M. Desantes (2011). Universitat Politècnica de València.
- **Tabla 4.** Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p. 919), por F. Payri y J.M. Desantes (2011). Universitat Politècnica de València.
- **Tabla 5.** Adaptado de *MEDAS* [Fotografía], por HORIBA (s.f.). <https://www.horiba.com/int/automotive/products/detail/action/show/Product/medas-15/>

8. Anexos

8.1. Objetivos de desarrollo sostenible

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) son 17 retos cuyo fin es erradicar la pobreza, proteger el planeta y garantizar que en todo el mundo haya paz y prosperidad (véase Figura 8.1.).

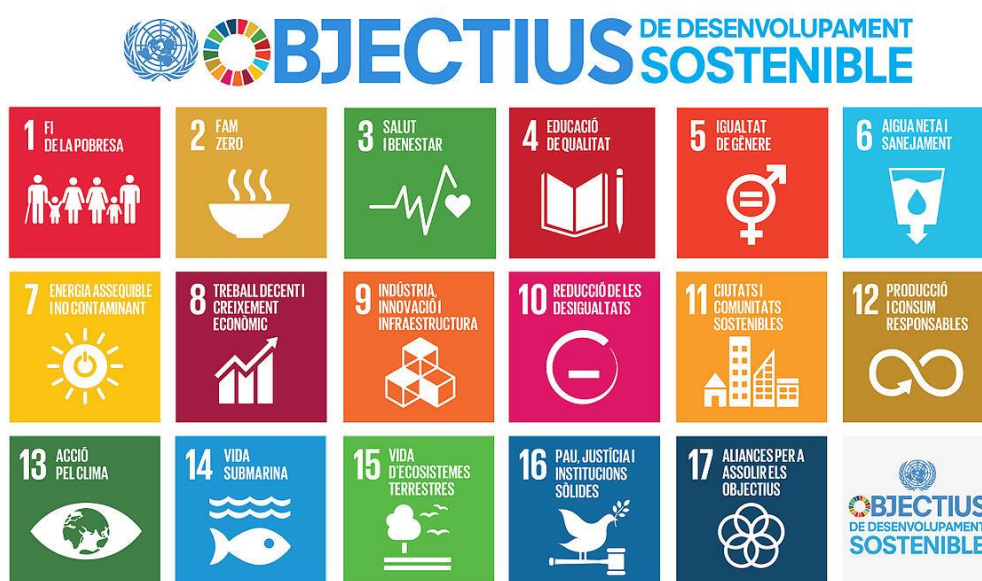


Figura 8.1. Objetivos de Desarrollo Sostenible

Fuente: Femcet

Estos objetivos globales constituyen una iniciativa de la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible y se adoptaron en septiembre de 2015 por todos los Estados Miembros de las Naciones Unidas a través del Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo (PNUD). Así pues, estas metas pretenden introducir en todos los ámbitos estrategias comunes estableciendo la financiación y las políticas para el desarrollo a nivel mundial y proporcionan un marco de acción común para gobiernos, empresas y sociedad civil, con el fin de crear un mejor futuro.

Con lo explicado anteriormente, se presenta en la Tabla 6. la relación de todos los ODS con el proyecto en el que se basa este TFG.

Tabla 6. *Relación del proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible de la Agenda 2030*

ODS	Alto	Medio	Bajo	No aplica
ODS 1. Fin de la pobreza				x
ODS 2. Hambre cero				x
ODS 3. Salud y bienestar				x
ODS 4. Educación de calidad				x
ODS 5. Igualdad de género				x
ODS 6. Agua limpia y saneamiento				x
ODS 7. Energía asequible y no contaminante			x	
ODS 8. Trabajo decente y crecimiento económico				x
ODS 9. Industria, innovación e infraestructuras	x			
ODS 10. Reducción de las desigualdades				x
ODS 11. Ciudades y comunidades sostenibles			x	
ODS 12. Producción y consumo responsables		x		
ODS 13. Acción por el clima				x
ODS 14. Vida submarina				x
ODS 15. Vida de ecosistemas terrestres				x
ODS 16. Paz, justicia e instituciones sólidas				x
ODS 17. Alianzas para lograr objetivos				x

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se expone en detalle la relación con los ODS marcados en la tabla en orden de menor a mayor:

- **ODS 7 - Energía asequible y no contaminante.** El proyecto promueve la cooperación internacional a través de un contrato con la empresa multinacional y se basa en la investigación del diseño de la admisión del compresor con el fin de aumentar las prestaciones y producir menor polución ambiental a través del sistema de recirculación de gases de escape. De esta forma, se garantiza el acceso de la población a una energía sostenible y menos contaminante.
- **ODS 11 - Ciudades y comunidades sostenibles.** Con la investigación que se lleva a cabo en el presente trabajo existe la posibilidad de reducir la contaminación de las ciudades a través de una mejora de las prestaciones del motor que conseguiría reducir el consumo de combustible, de forma que se proporcione a la población acceso a un transporte seguro, asequible y sostenible.
- **ODS 12 - Producción y consumo responsables.** En caso de obtener un resultado que la empresa internacional considere favorable, el proyecto ayudaría a



convencer a esta de incorporar en su forma de trabajo prácticas sostenibles e información sobre la sostenibilidad del producto en sus informes.

- **ODS 9 - Industria, innovación e infraestructuras.** En este objetivo el proyecto se centra específicamente en dos de sus metas y son:
 - Modernizar la infraestructura y reconvertir las industrias para que sean sostenibles, utilizando los recursos con mayor eficacia y promoviendo la adopción de tecnologías. Esto se consigue con el nuevo diseño de la admisión con otros materiales para que se más eficiente y su acogida en caso de que la empresa considere un resultado satisfactorio.
 - Aumentar la investigación científica entre otras cosas fomentando la innovación y aumentando considerablemente el número de personas que trabajan en investigación y desarrollo. Esto se consigue con el propio desarrollo del proyecto, ya que los ensayos que se han llevado a cabo requieren tener personal familiarizado con los programas de la sala de ensayos, propios del ámbito de la investigación.



Documento N°2 - Pliego de condiciones

Índice del pliego de condiciones

1. Rutinas de trabajo de la instalación.....	109
1.1. Introducción.....	109
1.2. Puesta en marcha de la sala de ensayos.....	109
1.3. Arranque del motor.....	110
1.4. Apagado.....	111
1.5. Parada de emergencia.....	112
2. Condiciones de seguridad e higiene.....	114
2.1. Introducción.....	114
2.2. Sala de ensayos.....	114
2.3. Banco de pruebas.....	115
2.4. Operarios.....	116
2.5. Recomendaciones de la <i>Society of Automotive Engineers</i>	116
3. Bibliografía.....	118

1. Rutinas de trabajo de la instalación

1.1. Introducción

En este apartado se describen las rutinas de trabajo que se deben seguir para prevenir accidentes y problemas a la hora de realizar estudios en salas de ensayos. Dichas rutinas se ordenan en una serie de pasos que detallan procedimientos específicos para una correcta ejecución. Así pues, las secuencias abarcan los procesos más delicados al llevar a cabo los ensayos como son la puesta en marcha de la sala, el arranque del motor, el apagado de la sala de pruebas y la parada de emergencia.

Este documento del trabajo ha sido redactado de acuerdo con Maraver Martínez (2023), que a su vez sigue las directrices de los técnicos del Instituto Universitario de Investigación CMT que operan la sala de ensayos 6 del edificio 8P de la Universitat Politècnica de València.

1.2. Puesta en marcha de la sala de ensayos

A continuación, se enumeran las acciones a realizar para arrancar los diferentes dispositivos de la sala de ensayos.

- 1) Encender el *cabinet*¹ de frenos de la sala de ensayos. Posicionar el interruptor del *cabinet* en modo “1”.
- 2) Conectar el *cabinet* general de la sala de control. Para ello, girar el interruptor del *cabinet* PUMA a “ON”, lo que hace que se encienda el ordenador con el programa PUMA.
- 3) Revisar los niveles de aceite y agua del motor.
- 4) Encender la regleta en la que están conectados el codificador angular, los amplificadores de presión y la cámara de presión. Este paso se llevará a cabo 30 minutos antes de ensayar el motor.

¹ La palabra *cabinet* hace referencia al armario de conexiones de cada dispositivo al que acompaña. Sin embargo, en el documento se emplea el anglicismo y no su traducción al castellano, ya que en el argot técnico de la investigación es la palabra que se utiliza para referirse a este elemento.

- 5) Comprobar que las llaves de baipás de las válvulas de control del sistema de refrigeración del *intercooler*, del combustible y del aceite de refrigeración y el agua del motor estén cerradas.
- 6) Abrir la línea de combustible, las rejillas de la contraventana de ventilación y encender las bombas de agua de refrigeración (la presión del agua debe ser revisada con el fin de detectar fugas o problemas en el sistema de refrigeración).
- 7) Abrir la línea de aire comprimido y verificar la presión de esta.
- 8) Comprobar el nivel del tanque de combustible y abrir la válvula de suministro de combustible al motor y a la balanza.
- 9) Encender el *cabinet* que contiene la fuente de alimentación de 12V, que alimenta a la ECU, la electrónica de la sala, el sensor de velocidad del turbo (MicroEpsilon) y el ETAS ES910.
- 10) Conectar el *cabinet* PXI ubicado dentro de la sala de ensayos.
- 11) Encender el ordenador e iniciar los programas Inca y LabVIEW con el ordenador PUMA ya encendido (paso número 2).

Es necesario verificar que no se encuentran herramientas sueltas situadas en el motor, en el freno dinamométrico, o en el protector de la transmisión. También es imprescindible comprobar que este protector, la cubierta del freno dinamométrico y los lados del APA están en su lugar.

1.3. Arranque del motor

Una vez estén iniciados los diferentes programas necesarios de la sala de ensayos (LabVIEW, PUMA e INCA), se siguen los pasos citados a continuación para poner en marcha el motor a ensayar.

- 1) Presionar el botón “Ignition ON/OFF” en el panel de control del ordenador PUMA. para establecer comunicación directa con la ECU.
- 2) Una vez conectado el encendido se realiza la conexión con la ECU a través del programa INCA y con el baipás, cosa que permite controlar la balanza de combustible.
- 3) Presionar “START” en el programa PUMA para establecer la conexión con la ECU.
- 4) Presionar el botón “IDLE CONTROL” para activar el modo “regulation” de la sala de ensayos.

Todo esto permite la regulación del motor de tres formas diferentes, en función de los parámetros que se quieran controlar:

- Par / carga
- rpm / carga (Recomendado para el estudio que estamos realizando)
- rpm / torsión

Una vez seguida la secuencia de pasos explicada, la sala de ensayos y el motor están acondicionados para el ensayo. El motor debe mantenerse a un régimen de entre 1000 y 1500 r.p.m. hasta alcanzar la temperatura adecuada, entre 80 y 85°C.

1.4. Apagado

Cuando haya finalizado el ensayo del motor, se comienza con la rutina de parada de la instalación y su preparación para futuros ensayos.

Este procedimiento consiste en disminuir de forma gradual la carga y las revoluciones del motor desde el *cabinet* de los frenos o el ordenador de control. Inmediatamente a continuación, presionar el botón “IDLE CONTROL” y seguidamente el botón “STOP”. Este acto interrumpe la comunicación tanto con la interfaz ETK del software de control de la ECU (INCA) como con el resto de equipos, de forma que se detiene el suministro de energía al motor.

Es crucial dejar unos minutos para que la sala de ensayos se enfríe adecuadamente con el fin de mantener los sensores refrigerados. Para controlar esto, comprobar la pantalla que indica la temperatura de los gases de escape y el regulador de temperatura del agua de refrigeración PID. Cuando se haya asegurado de que el sistema está atemperado, cerrar las pestañas de los diversos programas de control, salir de la sesión del sistema operativo y apagar el ordenador central del sistema control.

Una vez completados los pasos anteriores, girar la llave del *cabinet* de alimentación a la posición “OFF”. Posteriormente, desconectar el *cabinet* PXI y el de control y posicionar en “0” el interruptor que indica la disponibilidad de la sala de ensayos. Por último, cerrar las válvulas manométricas de flujo de agua, las llaves manuales de combustible y la extracción de gases de escape.

Se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Cuando se haya finalizado el ensayo, cerrar la sala por completo. Para ello, situar los interruptores ya mencionados en los pasos previos en su posición inicial, con el fin de apagar todos los dispositivos eléctricos y electrónicos.
- Es crucial seguir, en orden, las indicaciones de las rutinas de arranque y parada del motor para su correcta ejecución con el propósito de evitar accidentes en la sala.
- En caso de fallo o salto del disyuntor, reiniciar manualmente el sistema. Apagar el freno presionando el botón “ON/OFF” y luego desconectar el *cabinet* de control. Seguidamente, repetir la rutina de puesta en marcha de la sala a partir del paso 3.

1.5. Parada de emergencia

En caso de detectar errores, con el fin de evitar daños adicionales al componente defectuoso, se inicia una parada de emergencia.

A causa de la complejidad de la sala y la cantidad de elementos necesarios para realizar los ensayos, se ha definido un conjunto de variables de la adquisición de datos que, en caso de presentar valores anómalos, se accione una parada de emergencia completa del sistema para impedir daño extra al componente defectuoso y a la instalación.

Sin embargo, existe un interruptor de parada de emergencia (seta de emergencia) en el sistema de control general de la sala que debe accionarse en caso de fallo en componentes no conectados a la adquisición, como la transmisión, sistemas auxiliares del motor (refrigeración, combustible, etc.) o la propia sala de ensayos (incendio o falla grave).

Esta parada de emergencia puede dañar el motor, ya que detiene de forma brusca el freno, y por tanto únicamente debe ejecutarse en casos extremos. A causa de la inercia de la parada, el soporte del motor puede verse sometido a un movimiento lateral peligroso, de modo que suponga que el motor se cale de forma abrupta.

Las circunstancias en las que se podría y debería ejecutar la parada de emergencia son:



- Riesgo para la integridad física de los operadores o visitantes de la sala de ensayos. Cabe destacar que no debe haber individuos ajenos al personal en la sala mientras esté en funcionamiento.
- Ruptura destructiva de un componente de la instalación, como puede ser la transmisión.
- Incendio en alguna parte de la sala.

Es necesario que el interruptor se encuentre en la sala de control, concretamente en un lugar accesible y visible para el usuario. El interruptor es de color rojo sobre fondo amarillo (para alta visibilidad) y tiene forma de seta, ya que su funcionamiento es el enclavamiento, es decir, se activa al presionarlo.

Para retomar el funcionamiento de la sala, es necesario resolver el problema que ocasionó la activación de la parada de emergencia. De igual manera, es indispensable revisar que no haya surgido algún problema adicional. Por último, se debe girar el interruptor un cuarto de vuelta para desbloquearlo y comprobar que todos los sistemas de la instalación se encuentran en perfecto estado.

2. Condiciones de seguridad e higiene

2.1. Introducción

Debido a la diversidad existente en cuanto a los estudios experimentales que se realizan en salas de ensayos, no hay una normativa específica que trate sobre los procedimientos que deben seguir los operarios para llevar a cabo las pruebas de manera segura, sin poner en peligro su integridad física ni su salud. Así pues, en este apartado del pliego de condiciones se pretende establecer unas normas básicas en las que se describan todos los ensayos, pruebas y controles que han de realizarse, y en qué condiciones, periodicidad y cantidad.

La sala de ensayos puede ser potencialmente peligrosa (ruidosa, calurosa, resbaladiza, llena de tuberías y cables), circunstancia que debe considerarse tanto en su diseño como durante su uso. Además, el motor ensayado está diseñado para su instalación en un vehículo, no en un banco de ensayos, y no está preparado para soportar posibles fallos mecánicos que se den con su uso bajo condiciones de prueba extremas. De igual manera, el acoplamiento de la transmisión o el freno dinamométrico pueden fallar, de manera que supongan un riesgo los componentes que salgan proyectados de ellos.

Las normas establecidas se muestran a continuación repartidas en tres categorías, las que debe cumplir la sala de ensayos, las normas de las instalaciones auxiliares, y las que incumben a los operarios.

2.2. Sala de ensayos

La sala de ensayos debe cumplir con las siguientes normas de seguridad estructural:

- Con el propósito de evitar la transmisión de vibraciones, la estructura de la sala de ensayos debe ser independiente del resto del edificio.
- La sala de ensayos tiene que estar equipada con un sistema de extracción de gases nocivos para expulsar los gases procedentes del escape del motor.
- Es obligatorio que en la sala haya un sistema de seguridad para detectar incendios, atmósferas explosivas y monóxido de carbono (CO).

- El motor térmico en funcionamiento es una fuente de ruido. Por ello, con el objetivo de reducir la contaminación acústica, es necesario que la sala cuente con aislamiento acústico, incluidas la ventana de control y la puerta de acceso que cumplan con el Real Decreto 286/2006 del Boletín Oficial del Estado.
- Es preciso que la sala esté equipada con un sistema de protección contra incendios que cuente con extintores capaces de apagar incendios causados por hidrocarburos y falla eléctricas. Los extintores deben colocarse en lugares de fácil acceso para garantizar una respuesta rápida en caso de incendio.
- El depósito de combustible tiene que estar separado del motor y situado fuera de la sala de ensayos.
- Es necesario que se pueda controlar la instalación desde el exterior de la sala.
- El suelo tiene que ser antideslizante.
- Es preciso que la iluminación sea adecuada, la pintura de las paredes o los materiales no deben reflejar la luz.

2.3. Banco de pruebas

Para la correcta instalación del equipo es necesario tomar las siguientes precauciones:

- La transmisión de potencia al freno tiene que recubrirse con un elemento rígido con la finalidad de evitar que, en caso de rotura accidental o soltura del anclaje, cualquier componente salga proyectado.
- Es preciso que el volante de inercia del motor esté protegido con el propósito de impedir el aflojamiento de alguno de sus anclajes o su expulsión en caso de mal funcionamiento.
- Es obligatorio que se extraigan fuera de la sala de ensayos los sistemas de ventilación y sistemas de calibración de equipos que operan con fluidos nocivos (combustible, medidor de humos de escape, etc.).

Los procedimientos a seguir para la correcta instalación de sistemas eléctricos son los siguientes:

- Es necesario que haya suficientes elementos de seguridad contra sobretensiones en la instalación eléctrica.

- Con el objetivo de atenuar el riesgo de posibles corrientes de fallo, es preciso que, junto con el motor y el freno dinamométrico, todos los componentes del sistema eléctrico estén conectados a tierra.
- El acceso a los diferentes componentes de la instalación debe ser rápido, seguro y fácil, sin riesgo de lesiones provocadas por la interferencia de otros elementos.

2.4. Operarios

Los operarios deben seguir una serie de instrucciones que se explican a continuación con el fin de garantizar su seguridad:

- Seguir los procedimientos de las rutinas de funcionamiento de la instalación, las cuales estarán disponibles siempre en la sala de control.
- Encender el sistema de ventilación de la sala antes de iniciar los ensayos. Si el sistema falla, no poner en marcha el motor hasta que el problema esté solucionado.
- Evitar derrames de combustible y aceite; en caso de que ocurran, limpiar la zona afectada inmediatamente.
- Cerrar siempre la puerta de la sala al realizar los ensayos.
- Durante un ensayo está estrictamente prohibido acceder a la sala.
- Toda operación que conlleve algún tipo de riesgo la debe realizar personal especializado equipado con los equipos de protección individual (EPI) adecuados (guantes, gafas de protección, etc.).
- En caso de que se produzcan lesiones menores durante los ensayos, hay material en la sala de control para tratarlas. No obstante, si son lesiones graves, acudir al servicio médico de la Universidad o al centro sanitario más cercano.

2.5. Recomendaciones de la *Society of Automotive Engineers*

Las siguientes recomendaciones han sido adoptadas de la *Society of Automotive Engineers* (SAE) (11 de septiembre de 2018), y solo se han tenido en cuenta aquellas que

afectan a la práctica de los ensayos de motores en bancos de pruebas. Concretamente, se han tomado de la norma SAE-J153 “Operator Precautions”.

- Los operadores deben comprender a fondo las funciones de todos los controles antes de comenzar las operaciones.
- Revisar todos los controles en el área de seguridad antes de comenzar a trabajar.
- El personal debe quitarse la ropa exterior y utilizar ropa adecuada.
- Conocer y utilizar el equipo de seguridad requerido para la máquina.
- Corregir cualquier defecto de la máquina antes de ponerla en funcionamiento.
- Reunir todos los objetos o herramientas que hayan quedado sobre o cerca de la máquina.
- Prestar especial atención si se trata de una máquina que no ha utilizado habitualmente.
- Evitar apresurar las operaciones de montaje y desmontaje.
- Nunca dejar la máquina desatendida mientras esté en funcionamiento.
- Comprobar el funcionamiento de elementos de alarma, luces de emergencia, etc.
- Estar atento a cualquier defecto en la máquina durante el funcionamiento.
- Observar frecuentemente los instrumentos.
- Mantener la máquina bajo control, dentro de sus limitaciones; no se apresure a realizar las pruebas.
- No manipular manualmente la máquina mientras esté en funcionamiento.
- No fumar dentro del área de la sala de pruebas.
- Liberar toda la presión antes de trabajar en sistemas que tengan acumuladores de presión.
- No intentar reparar equipos desconocidos; buscar asesoramiento de expertos y consulte los manuales.

3. Bibliografía

En este apartado se muestran las referencias bibliográficas de los documentos de los que se ha extraído información para la redacción del pliego de condiciones en formato APA 7ª edición.

- Boletín Oficial del Estado número 60 (11 de marzo de 2006) *Real Decreto 286/2006, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido*. Ministerio de la Presidencia.
<https://www.boe.es/buscar/pdf/2006/BOE-A-2006-4414-consolidado.pdf>
- Maraver Martínez, L. (2023). *Study of the relationship between the temperature of the Water Charge Air Cooler (WCAC) and combustion quality in spark-ignition engines* [Trabajo de fin de grado]. Universitat Politècnica de València.
- Society of Automotive Engineers. (11 de septiembre de 2018). *Operator Precautions*. https://www.sae.org/standards/content/j153_201809/



Documento N°3 - Presupuesto

Índice del presupuesto

1. Introducción.....	121
2. Coste de los recursos humanos	121
3. Coste de los bienes amortizables.....	123
4. Coste de los consumibles	125
5. Costes generales.....	126
6. Beneficio industrial	127
7. Presupuesto total	128

1. Introducción

En el siguiente documento se va a introducir el presupuesto del proyecto, que muestra el coste de la investigación realizada en este TFG. Para su elaboración se va a tener en cuenta el coste de los recursos humanos, el coste de los bienes amortizables, el coste de los consumibles utilizados en el proyecto, los costes generales y el beneficio industrial.

2. Coste de los recursos humanos

En este apartado se muestran los costes asociados al personal que ha participado en el proyecto, un estudiante, un técnico de laboratorio y un titular de la Universidad. Cada uno de ellos a desarrollado una labor y son las siguientes:

- **Estudiante** – En este caso hace las veces de Ingeniero Mecánico y se ha encargado de realizar ensayos, del procesado de datos, de la redacción de informes y de elaborar su TFG.
- **Técnico Superior de Laboratorio** – Ha llevado a cabo la preparación de la sala para la realización de los ensayos, de manera que ha solventado cualquier problema que ha surgido durante el transcurso del proyecto. Es decir, se encarga del mantenimiento y la reparación de los distintos elementos de la sala de ensayos.
- **Titular de la Universidad** – Se ha ocupado de dirigir el TFG, supervisar los avances en los ensayos del proyecto, contactar con la empresa y comprobar los resultados obtenidos.

Así pues, para la elaboración del coste de los recursos humanos se ha considerado que el personal del CMT ejerce durante 46 semanas al año con una jornada laboral de 37,5 horas a la semana para calcular, en función de su salario, la tasa horaria correspondiente de cada uno.

***Tabla 2.1.** Desglose horario del coste de los recursos humanos del proyecto*

	Retribución Anual (€)	Horas laborables Anuales (h)	Tasa horaria (€/h)
Ingeniero Mecánico	33.316,64	1725	19,31
Técnico Superior de Laboratorio	27.863,34	1725	16,15
Titular de la Universidad	38.855,84	1725	22,53

***Fuente:** Elaboración propia*

Con esto y considerando que el proyecto ha tenido una duración de 2 meses, se han calculado las horas dedicadas por cada integrante del personal y el precio que supone. El Ingeniero Mecánico (estudiante) ha dedicado las horas correspondientes a los 12 ECTS del TFG.

Tabla 2.2. Coste de los recursos humanos del proyecto

	Dedicación al Proyecto (h)	Tasa horaria (€/h)	Coste Humano (€)
Ingeniero Mecánico	360	19,31	6.951,60
Técnico Superior de Laboratorio	300	16,15	4.845
Titular de la Universidad	60	22,53	1.351,80
		TOTAL (€)	13.148,40

Fuente: Elaboración propia

El coste de los recursos humanos se estima en **TRECE MIL CIENTO CUARENTA Y OCHO EUROS CON CUARENTA CÉNTIMOS.**

3. Coste de los bienes amortizables

En este apartado se desarrolla el coste de la amortización de los equipos utilizados en el proyecto. No obstante, cabe destacar que el motor, la ECU y el turbocompresor han sido cedidos por la empresa interesada en el estudio y por tanto no suponen coste alguno. Además, en el precio del freno dinamométrico van incluidos los ordenadores, los programas y las licencias necesarias para su control.

El valor de la amortización se ha calculado con la siguiente expresión:

$$\text{Amortización} = \frac{Vc - Vr}{n}$$

Donde:

- **Vc** es el valor de compra del equipo.
- **Vr** es el valor residual del equipo.
- **n** es el número de años en los que se amortiza el equipo.

Con la ecuación presentada, determinamos la amortización anual de los equipos con los que se ha trabajado en el proyecto.

Tabla 3.1. Amortización de los equipos utilizados en el proyecto

	Vc (€)	Vr (€)	Unidades	n (años)	Amortización (€/año)
Ordenador Personal	1.300	300	1	5	200
Licencia Microsoft Office 365	68,99	0	1	1	68,99
Freno Dinamométrico	200.000	0	1	5	40.000
AVL Fuel Balance 733S	20.000	0	1	5	4.000
Sensor de Presión Instantánea	10.000	0	3	5	6.000
Sensor de Temperatura	500	0	10	5	1.000
Equipo de Protección Individual	70	0	4	2	140
Plato de acoplamiento de la Trasmisión	674	0	1	1	674

Fuente: Elaboración propia

Una vez obtenida la amortización por año, se procede a elaborar el coste de los bienes amortizables. Para el cálculo de la amortización en horas se ha tenido en cuenta la jornada laboral anual del personal, es decir, 1725 horas al año.

Tabla 3.2. Coste de los bienes amortizables del proyecto

	Amortización (€/año)	Amortización (€/h)	Vida de servicio (h)	Coste (€)
Ordenador Personal	200	0,12	360	41,74
Licencia Microsoft Office 365	68,99	0,04	360	14,40
Freno Dinamométrico	40.000	23,19	300	6956,52
AVL Fuel Balance 733S	4.000	2,32	300	695,65
Sensor de Presión Instantánea	6.000	3,48	300	1043,48
Sensor de Temperatura	1.000	0,58	300	173,91
Equipo de Protección Individual	140	0,08	300	24,35
Plato de acoplamiento de la Trasmisión	674	0,39	300	117,22
			TOTAL (€)	9.067,27

Fuente: Elaboración propia

El coste de los bienes amortizables se estima en **NUEVE MIL SESENTA Y SIETE EUROS CON VEINTISIETE CÉNTIMOS.**

4. Coste de los consumibles

En este apartado se expone el coste de los consumibles que se han precisado para llevar a cabo el proyecto, en este caso, son la gasolina y su transporte.

Tabla 4.1. Coste de los consumibles utilizados en el proyecto

	Unidad	Precio (€)	Cantidad	Coste (€)
Gasolina Sin Plomo 95	Litros	1.637	1000	1.637,00
Transporte del Combustible	Unidad	200	2	400
TOTAL (€)				2.037,00

Fuente: Elaboración propia

El coste de los consumibles se estima en **DOS MIL TREINTA Y SIETE EUROS.**

5. Costes generales

En este apartado se muestran los costes generales del proyecto que son los costos que no se pueden atribuir directamente al producto o servicio que se produce, pero que son necesarios para el funcionamiento del negocio.

En ellos se tiene en cuenta el cableado para la infraestructura de los ordenadores, el alquiler de la fábrica, la factura de la luz, la mano de obra indirecta y se calculan como el 13% de la suma del coste de los Recursos Humanos y de los Bienes Amortizables.

Tabla 5.1. Costes generales del proyecto

	Precio (€)
Costes de Recursos Humanos	13.148,40
Costes de Bienes Amortizables	9.067,27
Coste de Consumibles	2.037,00
Subtotal	24.252,67
Costes Generales (13%)	3.152,85

Fuente: Elaboración propia

El coste de los costes generales se estima en **TRES MIL CIENTO CINCUENTA Y DOS EUROS CON OCHENTA Y CINCO CÉNTIMOS.**

6. Beneficio industrial

El beneficio industrial es el lucro que obtiene el CMT por la realización del proyecto y se calcula como el 6% de la suma del coste de los Recursos Humanos, de los Bienes Amortizables y de los Costes Generales.

Tabla 6.1. Beneficio industrial del proyecto

	Precio (€)
Costes de Recursos Humanos	13.148,40
Costes de Bienes Amortizables	9.067,27
Coste de Consumibles	2.037,00
Costes Generales (13%)	3.152,85
Subtotal	27.405,51
Beneficio Industrial (6%)	1.644,33

Fuente: Elaboración propia

El coste del beneficio industrial se estima en **MIL SEIS CIENTOS CUARENTA Y CUATRO EUROS CON TREINTA Y TRES CÉNTIMOS.**

7. Presupuesto total

Finalmente se presenta el cálculo del presupuesto total, en el que se han sumado los costes de todos los apartados anteriores y posteriormente se le ha aplicado el IVA del 21% a dicha suma.

Tabla 7.1. Presupuesto total del proyecto

	Precio (€)
Costes de Recursos Humanos	13.148,40
Costes de Bienes Amortizables	9.067,27
Coste de Consumibles	2.037,00
Costes Generales (13%)	3.152,85
Beneficio Industrial (6%)	1.644,33
Coste Total sin IVA	29.049,85
IVA (21%)	6.100,47
Coste Total con IVA (€)	35.150,31

Fuente: Elaboración propia

El coste total se estima en **TREINTA Y CINCO MIL CIENTO CINCUENTA EUROS CON TREINTA Y UN CÉNTIMOS.**

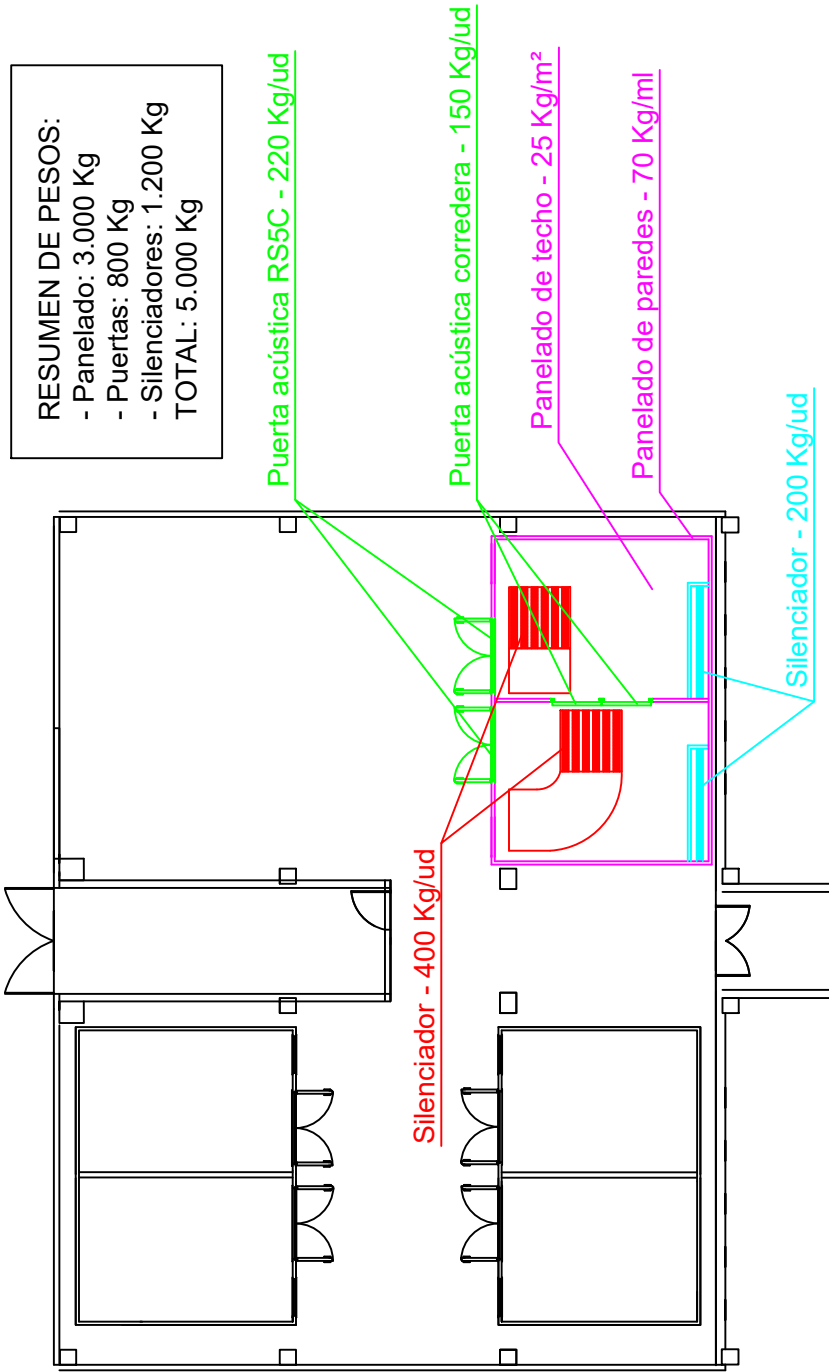


Documento N°4 - Planos



En este documento se va a presentar un plano parcial del edificio 8P de la Universitat Politècnica de València en el que se encuentra la sala de ensayos 6 construida con el aislamiento acústico necesario (paredes, techo, ventana de control, la puerta de acceso, etc.) para cumplir la normativa de contaminación acústica del Real Decreto 286/2006 del Boletín Oficial del Estado mencionada en el pliego de condiciones.

Este plano ha sido cedido por el instituto de investigación CMT en una comunicación personal el día 2 de julio de 2024.



RESUMEN DE PESOS:
 - Panelado: 3.000 Kg
 - Puertas: 800 Kg
 - Silenciadores: 1.200 Kg
 TOTAL: 5.000 Kg

Puerta acústica RS5C - 220 Kg/ud

Puerta acústica corredera - 150 Kg/ud

Panelado de techo - 25 Kg/m²

Panelado de paredes - 70 Kg/mi

Silenciador - 200 Kg/ud

Silenciador - 400 Kg/ud

Plano:		Fecha: 02/07/2024
<h1>Aislamiento acústico de la sala de ensayos</h1>		Escala: ---
		Nº plano: 1
Autor: Adrián Najarro Pastor	Proyecto: <h1>Estudio experimental de EGR</h1>	