



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE DISTINTAS  
ESTRATEGIAS DE AISLAMIENTO TÉRMICO  
DE LAS PIPAS DE ESCAPE Y LA TURBINA  
SOBRE LA EFICIENCIA DE UN MOTOR DE  
COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO Y EL  
SISTEMA DE POST-TRATAMIENTO DE GASES  
DE ESCAPE**

AUTOR: ANA GUIRADO NAVARRO

TUTOR: ROBERTO NAVARRO GARCÍA

COTUTOR: PEDRO PIQUERAS CABRERA

**Curso Académico: 2019-20**

## RESUMEN

El cumplimiento de las normativas de emisiones a nivel mundial exige que la industria de la automoción se adapte a la reducción de la contaminación global. Por tanto, las investigaciones de la industria están centradas en la mejora del comportamiento de los sistemas de post-tratamiento.

En este proyecto se ha realizado un estudio del potencial del aumento de la temperatura a la salida de turbina de un motor de combustión interna alternativo mediante el modelado en el *software* GT-POWER. En particular, se ha evaluado la influencia de distintas soluciones para el aislamiento de las pipas de escape y la turbina en un amplio rango de condiciones de operación estacionarias y transitorias. El objetivo de este proyecto es identificar las estrategias de aislamiento térmico que supongan una reducción del consumo específico del motor con aumento de la temperatura a la entrada del sistema de post-tratamiento. Estas estrategias están destinadas a reducir el tiempo de activación de los sistemas de post-tratamiento y aumentar la eficiencia de conversión de emisiones contaminantes.

**Palabras clave:** motor de combustión interna alternativo; emisiones; sistema postratamiento; temperatura de activación; consumo.

## RESUM

El compliment de les normatives d'emissions a nivell mundial exigix que la indústria de l'automoció s'adapte a la reducció de la contaminació global. Per tant, les investigacions de la indústria estan centrades en la millora del comportament dels sistemes de post-tractament.

En este projecte s'ha realitzat un estudi del potencial de l'augment de la temperatura a l'eixida de turbina d'un motor de combustió interna alternatiu per mitjà del modelatge en el programa GT-POWER. En particular, s'ha avaluat la influència de distintes solucions per a l'aïllament de les pipes de fuga i la turbina en un ampli rang de condicions d'operació estacionàries i transitòries. L'objectiu d'este projecte és identificar les estratègies d'aïllament tèrmic que suposen una reducció del consum específic del motor amb un augment de la temperatura a l'entrada del sistema de post-tractament. Estes estratègies estan destinades a reduir el temps d'activació dels sistemes de post-tractament i augmentar l'eficiència de conversió d'emissions contaminants.

**Paraules clau:** motor de combustió interna alternatiu; emissions; sistema posttractament; temperatura d'activació; consum.

## ABSTRACT

Compliance with global emissions regulations requires the automotive industry to adapt to the reduction of global pollution. Therefore, industry research is focused on improving the performance of after-treatment systems.

In this project, a study of the potential for temperature increase at the turbine outlet of an alternative internal combustion engine has been carried out using modeling in the GT-POWER software. In particular, the influence of different solutions for exhaust pipes and turbine insulation on a wide range of stationary and transitory conditions. The aim of this project is to identify thermal insulation strategies that will reduce specific engine consumption with an increase in temperature at the entrance to the after-treatment system in order to reduce its activation time and produce an increment in its pollutant emission conversion efficiency.

**Key words:** alternative internal combustion engine; emissions; aftertreatment system; activation temperature; consumption.

## Documentos contenidos en el TFG

- Memoria
- Presupuesto
- Anexos

## Índice de la memoria

1. Introducción.....	12
1.1.Preámbulo .....	12
1.2.Motivación.....	12
1.3.Objetivos del proyecto .....	13
2. Marco teórico .....	14
2.1. Motores de Combustión Interna Alternativos .....	14
2.1.1. Motor de encendido provocado (MEP) .....	16
2.1.2. Motor de encendido por compresión (MEC).....	16
2.1.3. Potencial y debilidades de los MCI .....	17
2.2. Emisiones contaminantes.....	18
2.2.1. Normativa europea.....	18
2.2.2. Procedimiento de tests de laboratorio para la validación de emisiones.....	19
2.2.3. Tipos de emisiones .....	22
2.3.Técnicas para reducir las emisiones contaminantes .....	24
2.3.1. Sistemas de post-tratamiento de gases de escape en Motores Diésel .....	24
2.3.1.1. Influencia de la temperatura de entrada en los EATS .....	26
2.3.2. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR) .....	27
2.4. Modelado.....	28
2.4.1. Clasificación de modelos.....	29
2.4.2. Modelos utilizados.....	30
2.4.2.1. Modelo de flujo de gases.....	31
2.4.2.2. Modelo combustión.....	31
3. Herramientas utilizadas.....	33
3.1. GT-SUITE .....	33
3.2. Otros programas.....	34
4. Mediciones experimentales.....	35



4.1. Características del motor .....	35
4.2. Instalación experimental .....	37
5. Modelo del motor en GT-POWER.....	39
5.1. Descripción del modelo base.....	39
5.2. Metodología .....	43
5.3. Discusión de resultados .....	49
5.3.1. Aislamiento térmico de las pipas de escape .....	49
5.3.2. Aislamiento térmico de la turbina .....	54
5.3.3. Combinación aislamiento pipas de escape y turbina.....	58
5.3.4. Transitorios con configuración Tip-in .....	59
6. Resumen y conclusiones.....	69
7. Bibliografía.....	71

## Índice del presupuesto

1. Consideraciones iniciales.....	74
1.1. Introducción.....	74
1.2. Recursos humanos.....	74
1.3. Unidades de obra.....	74
1.4. Bienes amortizables.....	76
2. Cuadro de precios.....	77
2.1. Cuadro de precios descompuestos.....	77
2.2. Cuadro de precios unitarios.....	80
3. Presupuesto de ejecución.....	81
3.1. Presupuesto de Ejecución Material .....	81
3.2. Presupuesto de Ejecución por Contrata .....	81
4. Presupuesto Base de Licitación .....	82

## ANEXOS

1. Configuración del modelo en régimen estacionario.....	84
2. Calibración del modelo en régimen transitorio.....	85
2.1. Ajustes en transitorio.....	86

## Índice de Figuras contenidas en la memoria

<b>Figura 1.</b> Dibujo de la patente de Otto Motor de gas (USPTO, 2020). .....	14
<b>Figura 2.</b> Clasificación motores (Payri y Desantes, 2011). .....	14
<b>Figura 3.</b> Motor Wankel (Kirbus, 2011). .....	15
<b>Figura 4.</b> Fases de un motor alternativo de 4 tiempos (Payri y Desantes, 2011). .....	15
<b>Figura 5.</b> Evolución de emisiones contaminantes en MEC (Piqueras, 2016). .....	19
<b>Figura 6.</b> Velocidades de un vehículo de clase 3b en una prueba WLTC (Piqueras, 2016). .....	20
<b>Figura 7.</b> Comparación pruebas NEDC y WLTP (Murias, 2018). .....	20
<b>Figura 8.</b> Filtro de partículas antes y después de la regeneración (Getauto, 2017). .....	25
<b>Figura 9.</b> Catalizador SCR con urea para motores Diésel (Payri y Desantes, 2011). .....	26
<b>Figura 10.</b> Configuración EGR de baja y alta presión (Shen y otros, 2018). .....	28
<b>Figura 11.</b> Pestaña de configuración del modelo de combustión DI Pulse. ....	32
<b>Figura 12.</b> Entorno de trabajo GT-POWER. ....	33
<b>Figura 13.</b> Entorno de trabajo GT-POST. ....	34
<b>Figura 14.</b> Esquema simplificado motor K9K. ....	36
<b>Figura 15.</b> Esquema instalación experimental. ....	37
<b>Figura 16.</b> Modelo del motor K9K en GT-POWER. ....	39
<b>Figura 17.</b> Sistema de la válvula de contrapresión en el modelo. ....	40
<b>Figura 18.</b> Conjunto inyector, cilindro y cigüeñal en el modelo. ....	41
<b>Figura 19.</b> Turbogrupos y componentes de la TGV. ....	42
<b>Figura 20.</b> Sistema de la válvula de control de EGR en el modelo. ....	43
<b>Figura 21.</b> Comparación resultados obtenidos en el modelado y experimentalmente para los puntos de baja carga y plena carga. ....	44
<b>Figura 22.</b> Presión en el interior del cilindro aplicando los valores límite de ERM e IDM. ....	46
<b>Figura 23.</b> Presión en el interior del cilindro aplicando los valores límite de PCRM y DCRM. ....	46
<b>Figura 24.</b> Presión en el interior del cilindro aplicando conjuntamente los valores límite de PCRM y DCRM. ....	46
<b>Figura 25.</b> Comparación de la presión en el interior del cilindro de los resultados obtenidos experimentalmente y en el modelado para los puntos de baja y plena carga. ....	47
<b>Figura 26.</b> Variación de la temperatura a través de la línea de escape para la configuración base del modelo en todos los puntos de funcionamiento. ....	48
<b>Figura 27.</b> Elementos del modelado en los que se aplicará el revestimiento térmico. ....	49

<b>Figura 28.</b> Representación de los casos de aislamiento térmico en las pipas de escape. ....	50
<b>Figura 29.</b> Posición de la TGV, presión a la entrada de turbina y PMEP para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico en las pipas de escape. ....	51
<b>Figura 30.</b> Variación de la temperatura a través de la línea de escape para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico en las pipas de escape. ....	52
<b>Figura 31.</b> Variación de la temperatura de entrada al post-tratamiento para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de las pipas de escape. ....	53
<b>Figura 32.</b> Variación del BSFC para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de las pipas de escape. ....	54
<b>Figura 33.</b> Posición de la TGV, presión a la entrada de turbina y PMEP para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico en la turbina. ....	56
<b>Figura 35.</b> Variación del BSFC para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de la turbina. ....	57
<b>Figura 34.</b> Variación de la temperatura de entrada al post-tratamiento para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de la turbina. ....	57
<b>Figura 36.</b> Variación de la temperatura de entrada al post-tratamiento y el BSFC para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de la turbina y las pipas de escape. ....	58
<b>Figura 37.</b> Partes del transitorio con Tip-in en un caso a 3000 rpm y 20 bar. ....	60
<b>Figura 38.</b> Evolución de la TGV, flujo de EGR y combustible en los tres estados de carga a 3000 rpm. ....	63
<b>Figura 39.</b> Evolución de la presión a la salida del compresor en los tres estados de carga a 3000 rpm, considerando (a-c) y sin considerar (d-f) la inercia térmica de los materiales. ....	64
<b>Figura 40.</b> Valores de presión en la entrada del colector en estacionario a la salida del compresor en los tres estados de carga a 3000 rpm. ....	65
<b>Figura 41.</b> Evolución de la temperatura y presión a la entrada de turbina y la temperatura a la salida de turbina en los tres estados de carga a 3000 rpm. ....	67
<b>Figura 42.</b> Evolución de la presión media efectiva y el consumo en los tres estados de carga a 3000 rpm. ....	68
<b>Figura 43.</b> Evolución de la variación temperatura a la salida de turbina y el consumo en los tres estados de carga a 3000 rpm. ....	68
<b>Figura 44.</b> Recopilación del impacto en la T4 y el BSFC para las soluciones factibles de aislamiento en turbina, pipas de escape y combinación para baja carga y plena carga. ....	69

## Índice de Figuras contenidas en el ANEXO

<b>Figura 45.</b> Pestaña del Thermal Control en steady para no considerar la inercia térmica de los materiales. ....	84
---	----





<b>Figura 46.</b> Pestaña para almacenar datos en régimen transitorio. ....	85
<b>Figura 47.</b> Pestaña del Thermal Control en transient para considerar la inercia de los materiales.....	85
<b>Figura 48.</b> Captura del modelo que muestra los tres elementos a los que se les ha desconectado los PIDs. ....	86

## Índice de Tablas contenidos en la memoria

<b>Tabla 1.</b> Normativas y límites de emisiones en MEP y MEC. Elaboración propia a partir de Piqueras (2016).....	19
<b>Tabla 2.</b> Especificaciones a cumplir durante las pruebas RDE (Piqueras, 2016).....	21
<b>Tabla 3.</b> Coeficientes de corrección en las dos últimas normativas (Piqueras, 2016).....	21
<b>Tabla 4.</b> Emisiones y rangos de temperaturas en dispositivos de post-tratamiento (Luján y otros, 2019). .....	26
<b>Tabla 5.</b> Características del motor de estudio. ....	35
<b>Tabla 6.</b> Identificación de los puntos de funcionamiento simulados. ....	43
<b>Tabla 7.</b> Rangos típicos de los cuatro atributos de la combustión. ....	45
<b>Tabla 8.</b> Especificaciones de las estrategias simuladas. ....	49
<b>Tabla 9.</b> Propiedades térmicas de los materiales en las pipas de escape. ....	50
<b>Tabla 10.</b> Espesor de las distintas estrategias de aislamiento de las pipas de escape. ....	50
<b>Tabla 11.</b> Casos de aislamiento térmico de la turbina.....	55
<b>Tabla 12.</b> Características de las diferentes estrategias aplicadas en la turbina. ....	55
<b>Tabla 13.</b> Casos factibles de aislamiento térmico para pipas de escape y turbina.....	59
<b>Tabla 14.</b> Estrategias en régimen transitorio Tip-in simuladas. ....	59
<b>Tabla 15.</b> Valores en transitorio de inyección de la masa, apertura de TGV y diámetro de apertura de la válvula de contrapresión y EGR en las cuatro estrategias factibles a 3000 rpm y 2 bar.....	61
<b>Tabla 16.</b> Valores en transitorio de inyección de la masa, apertura de TGV y diámetro de apertura de la válvula de contrapresión y EGR en las cuatro estrategias factibles a 3000 rpm y 10 bar.....	62
<b>Tabla 17.</b> Valores en transitorio de inyección de la masa, apertura de TGV y diámetro de apertura de la válvula de contrapresión y EGR en las cuatro estrategias factibles a 3000 rpm y 20 bar.....	62

## Índice de Tablas contenidas en el presupuesto

<b>Tabla 18.</b> Presupuesto de amortización de softwares y equipos. ....	76
<b>Tabla 19.</b> Cuadro de precios nº1. Mano de obra.....	77
<b>Tabla 20.</b> Cuadro de precios nº2. Bienes amortizados.....	77
<b>Tabla 21.</b> Precios descompuestos de la primera unidad de obra.....	77
<b>Tabla 22.</b> Precios descompuestos de la segunda unidad de obra.....	78
<b>Tabla 23.</b> Precios descompuestos de la tercera unidad de obra.....	78



<b>Tabla 24.</b> Precios descompuestos de la cuarta unidad de obra. ....	78
<b>Tabla 25.</b> Precios descompuestos de la quinta unidad de obra. ....	79
<b>Tabla 26.</b> Precios descompuestos de la sexta unidad de obra. ....	79
<b>Tabla 27.</b> Precios descompuestos de la amortización de equipos. ....	79
<b>Tabla 28.</b> Cuadro de precios unitarios 1. ....	80
<b>Tabla 29.</b> Cuadro de precios unitarios 2. ....	80
<b>Tabla 30.</b> Presupuesto de Ejecución Material. ....	81
<b>Tabla 31.</b> Presupuesto de Ejecución por Contrata. ....	81
<b>Tabla 32.</b> Presupuesto Base de Licitación .....	82

## Índice de Ecuaciones

<b>Ecuación 1.</b> Reacción de proporcionalidad directa del $\text{CH}_4$ y $\text{CO}_2$ . ....	23
<b>Ecuación 2.</b> Reacción de oxidación del CO. ....	24
<b>Ecuación 3.</b> Reacción de oxidación del HC. ....	24
<b>Ecuación 4.</b> Porcentaje de EGR.....	27
<b>Ecuación 5.</b> Incremento de T4 entre caso base y aislado. ....	52
<b>Ecuación 6.</b> Incremento del consumo de combustible entre caso base y aislado.....	52



UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

# MEMORIA

# 1. Introducción

## 1.1. Preámbulo

El origen de los motores modernos se sitúa en el año 1876, cuando el ingeniero alemán Nicolaus Otto inventó el motor de explosión de cuatro tiempos estableciendo la estrategia de los desarrollos futuros de los Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA). Años más tarde, en 1893, Rudolf Diésel decide mejorar el motor desarrollado por Otto inventando el motor de encendido por compresión (MEC).

Ante la masificación del uso de automóviles, en la industria de los motores aparece el problema de la contaminación atmosférica y se implantan las primeras normativas relacionadas con la disminución de emisiones contaminantes de los motores. Desde la implantación en 1993 de la normativa de cumplimiento de emisiones Euro 1, las empresas del sector automovilístico se han centrado en cumplir la normativa impuesta sin perder en competitividad ni prestaciones.

Como contaminantes más importantes derivados de la combustión se encuentran los hidrocarburos sin quemar o parcialmente quemados (HC), los óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), la masa de partículas (PM), el monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre ( $\text{SO}_x$ ) y dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ). Estos gases contaminantes afectan de diversas formas al entorno y a la salud humana; entre ellos, el  $\text{CO}_2$  contribuye al efecto invernadero, otros gases pueden llevar a problemas respiratorios ( $\text{NO}_2$ , PM,  $\text{O}_3$ ) e incluso cáncer (PM).

Este proyecto se ha centrado en el modelado de ensayos realizados sobre un motor Diésel de la firma Renault, el cual ha de cumplir la normativa Euro 6d actual. Por ello, para controlar sus emisiones ha de ser sometido a distintos ensayos de altitud y temperatura antes de su salida al mercado europeo.

En general, en los motores Diésel se emplean dos técnicas de calibración del motor para disminuir las emisiones contaminantes, el post-tratamiento de gases de escape (EATS – *Exhaust Aftertreatment Systems*) y la recirculación de los gases de escape (EGR). Respecto a los EATS se emplean catalizadores de oxidación Diésel (DOC), filtros de partículas Diésel (DPF) y catalizadores de reducción catalítica selectiva (SCR) entre otros.

Una de las principales metas de la investigación en este campo se basa en reducir el impacto medioambiental. En concreto, en este proyecto se han desarrollado diferentes soluciones de diseño pasivo de la línea de escape del motor para mejorar la eficiencia de los sistemas de post-tratamiento.

## 1.2. Motivación

Considerando las normativas actuales de emisiones, la industria de la automoción está desarrollando nuevas estrategias para la combustión y la mejora de la eficiencia de los sistemas de post-tratamiento (EATS).

Una vía para investigar las distintas estrategias consiste en desarrollar diversos ensayos sobre el motor en físico, pero esto requiere diseñar, fabricar y modificar el motor en cada ensayo según

las necesidades de la investigación, lo cual lleva a una gran cantidad de tiempo, recursos humanos y económicos para obtener los resultados buscados.

Otra estrategia más eficiente es la de modelar el motor empleando un *software* con las herramientas necesarias capaces de simular las condiciones reales del motor pudiendo modificar parámetros, condiciones de contorno, materiales, e incluso encontrar relaciones entre variables, etc. Además, la simulación permite predecir resultados de cualquier tipología, como emisiones, temperatura, presión, etc. Todo esto se realiza únicamente con un ordenador a través de distintas simulaciones sobre el motor modelado, sin la necesidad de realizar ensayos en el laboratorio, lo cual supone un gran ahorro de recursos materiales para las empresas.

En concreto, la investigación de esta memoria consiste en el modelado de un motor Diésel proporcionado por Renault con el propósito de mejorar su eficiencia y reducción de emisiones para cumplir con la normativa impuesta. La estrategia a desarrollar se basa en la reconsideración del diseño de la línea de escape del motor, buscando un aumento de la temperatura de entrada a los sistemas de post-tratamiento para una mejor ejecución de estos sistemas. El modelo informático y el motor que se emplean forman parte de un proyecto del Instituto Universitario de Investigación CMT-Motores Térmicos, en colaboración con Renault para el estudio de un motor Diésel Euro 6d.

### 1.3. Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto consiste en modelar distintas estrategias de aislamiento para las pipas de escape y la turbina del motor en condiciones estacionarias y transitorias, todo esto con el fin de conseguir un aumento de la temperatura a la entrada de los sistemas de post-tratamiento.

Para la correcta realización del proyecto se ha de conocer el funcionamiento del *software* de simulación de motores en 1-D llamado GT-SUITE puesto que el modelo del motor Diésel a estudiar está configurado en este programa y en él se pueden modificar y configurar parámetros para investigar su comportamiento ante cambios. Por tanto, este *software* proporciona un medio para investigar y mejorar la eficiencia del funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento en el motor y ayudar al cumplimiento de las normativas de emisiones.

Puesto que para mejorar la actividad de los EATS es necesario alcanzar una cierta temperatura de trabajo a su entrada, este proyecto se centra en el incremento de la temperatura de trabajo en la línea de escape, lo que lleva a disminuir las emisiones del motor.

Principalmente el trabajo de investigación se basa en ver los resultados del modelado motor una vez se le apliquen diferentes condiciones de aislamiento, pudiendo comparar parámetros y estudiar las mejoras que proporciona el aislamiento de la turbina y pipas de escape en dichos parámetros. Asimismo, en primer lugar, se realiza un estudio de los distintos aislamientos en las pipas de escape y la turbina, de forma separada, cubriendo diferentes cargas y velocidades del motor en estado estacionario. Posteriormente, se realiza un estudio que combina las estrategias más prometedoras obtenidas en el paso anterior para optimizar el control pasivo de las pérdidas de calor en el escape. Seguidamente, se realizan simulaciones y estudios en estado transitorio de distintos parámetros cuya evolución es comparable a la del ciclo de conducción real.

## 2. Marco teórico

A continuación, se desarrolla una clasificación general de los tipos de motores hasta llegar a las dos familias de Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA), los de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC). Se describen sus características y diferencias principales dado que son los más usados actualmente, especialmente en transporte terrestre.

El origen de los MCIA se sitúa en el 1876, cuando el alemán Nicolaus Otto solicitó la patente *Gasmotor*, estableciendo el comienzo del concepto de motores de encendido provocado que llevaría posteriormente al concepto de motores de encendido por compresión.

A lo largo de sus 100 años de historia ha habido avances aplicados indistintamente a las dos familias de motores y otros avances han sido más específicos para cada tipo de motor.

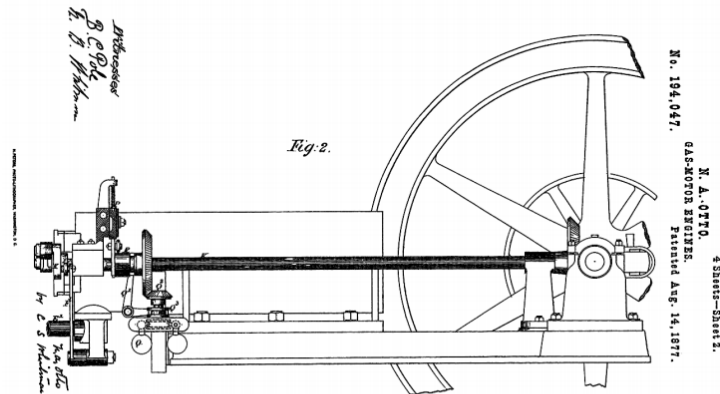


Figura 1. Dibujo de la patente de Otto Motor de gas (USPTO, 2020).

### 2.1. Motores de Combustión Interna Alternativos

En términos generales, un motor se considera un dispositivo capaz de transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. Tal como se puede ver en la Figura 2 y en Payri y Desantes, (2011), existe una amplia clasificación de los motores.

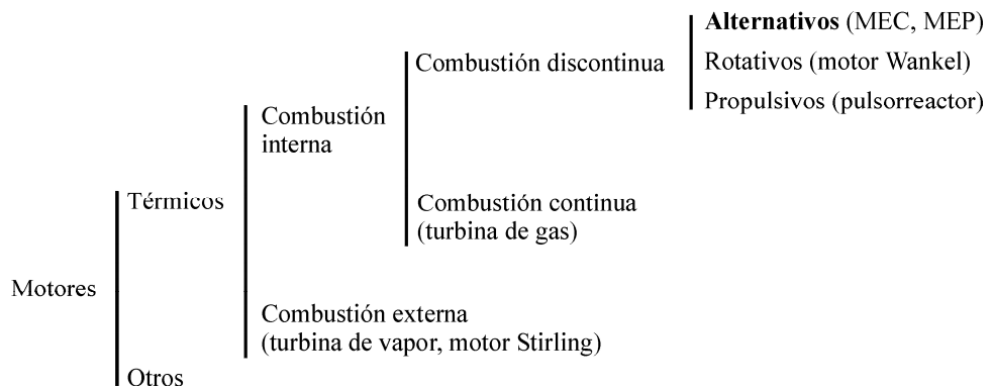


Figura 2. Clasificación motores (Payri y Desantes, 2011).

En este proyecto se trata un motor térmico, el cual permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible. Esta energía térmica se puede obtener de forma directa, como es el caso de la energía geotérmica, o indirecta, a través de otros tipos de energía. En este último caso, la transformación de energía se produce gracias al proceso de combustión. Además, para este proceso se necesita un fluido de trabajo, el cual, a partir de la energía térmica, es capaz de variar su energía mediante elementos mecánicos adecuados para que el fluido pueda transformar su energía en energía mecánica. El fluido de trabajo generalmente se trata de una mezcla de aire y combustible.

Además, los motores térmicos se clasifican según el proceso de combustión, pudiéndose producir de forma externa al fluido de trabajo o en el propio fluido, refiriéndose a la combustión externa e interna, respectivamente. Así mismo, la combustión interna puede producirse de forma continua o discontinua, según si el proceso de combustión ocurre de forma continua o intermitente en el tiempo respectivamente.

En los motores de combustión continua, el fluido de trabajo ha de pasar a través del motor de forma continua dado que la combustión ocurre de forma continua en el tiempo. Por otro lado, en los motores de combustión discontinua, la combustión ocurre de forma intermitente y es el fluido el que desarrolla el trabajo sobre una superficie móvil o aumentando la energía cinética de una corriente. Este último caso es referido a motores propulsivos. En caso de que el fluido de trabajo actúe sobre una superficie móvil, esta superficie puede desplazarse mediante un movimiento giratorio, en el caso de tener un motor rotativo (motor Wankel, Figura 3) o mediante un movimiento rectilíneo, si se dispone de un motor alternativo (Figura 4). El objetivo de esta memoria es el motor de combustión interna alternativo (MCIA).

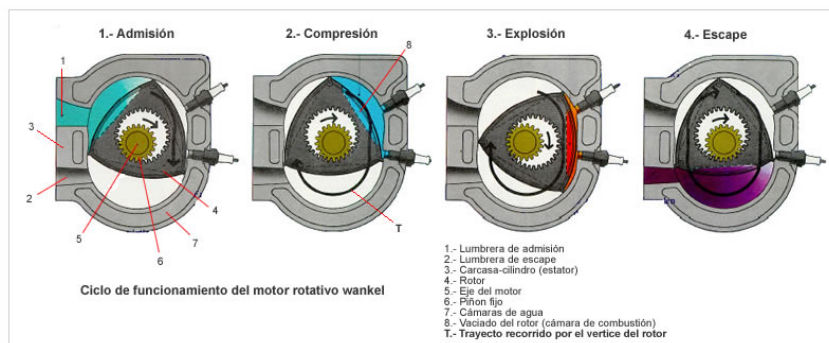


Figura 3. Motor Wankel (Kirbus, 2011).

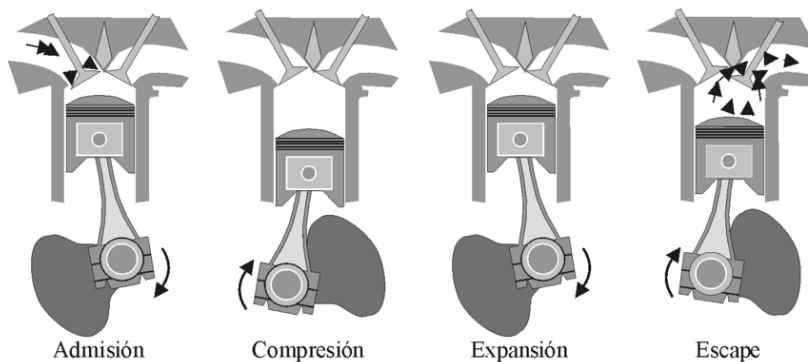


Figura 4. Fases de un motor alternativo de 4 tiempos (Payri y Desantes, 2011).



### 2.1.1. Motor de encendido provocado (MEP)

En el caso de los motores MEP convencionales, la combustión comienza tras el aporte de energía externa (e.g. chispa) a una mezcla homogénea.

Así pues, el encendido se provoca gracias al aporte de energía del exterior en un punto de la cámara de combustión, desde donde se inicia la propagación de un frente de llama. Para ello se ha de emplear una mezcla que sea homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión con un dosado (relación combustible/aire) normalmente cercano al estequiométrico, sin sobrepasar los límites existentes de inflamabilidad.

Es necesario destacar que los MEP se clasifican según donde se realice la inyección de combustible, siendo inyección directa si se realiza dentro del cilindro e indirecta si la inyección se realiza fuera de éste. Además, para asegurar una mezcla homogénea, la regulación de la carga se ha de hacer controlando tanto la masa de combustible como la de aire, resultando obligatorio estrangular el flujo en el conducto de admisión.

Este tipo de motores emplea combustibles como gasolina, gas licuado del petróleo (GLP), gas natural (GNC), etanol y metanol, los cuales no son capaces de autoencenderse por la presión de la cámara, siendo necesario emplear una bujía capaz de hacer saltar una chispa que encienda la mezcla.

La relación de compresión en estos motores presenta valores bajos, entre 8 y 12; la compresión se encuentra limitada para evitar la posibilidad de detonación dentro del cilindro. Respecto al rendimiento oscila entre el 20% y 38%.

Este tipo de motores también son conocidos como motores gasolina, motores Otto, en honor a su inventor, y motores de encendido por chispa, dadas sus características (Payri y Desantes, 2011).

### 2.1.2. Motor de encendido por compresión (MEC)

En estos motores, a diferencia de los MEP, no se requiere un aporte externo de energía para llevar a cabo la combustión, ésta se inicia mediante un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible al alcanzar altas temperaturas en la cámara de combustión durante la compresión.

Así pues, para controlar el instante del autoencendido, durante la fase de admisión únicamente entrará aire a la cámara de combustión y durante el final de la fase de compresión, una vez el aire haya alcanzado una elevada temperatura, se inyecta el combustible. De esta forma se evita el encendido espontáneo de la mezcla dado que el combustible y el aire no están en contacto hasta el final de la carrera de compresión.

En este caso la mezcla aire-combustible es espacialmente heterogénea y la combustión sucede únicamente en las zonas donde las condiciones de la mezcla sean más adecuadas, es decir, donde el dosado local sea cercano al estequiométrico. Por tanto, dado que no existe una única zona de combustión, aparecen muchos frentes de llama cuya evolución depende de la turbulencia del aire en la cámara de combustión y del chorro de combustible inyectado.

Los combustibles más empleados son el gasoil, fueloil, biodiésel, mezcla gasoil y biodiésel entre otros. En este caso estos combustibles pesados tienen la capacidad de autoencenderse, por lo que al comprimirse en la cámara de combustión se queman sin necesidad de un mecanismo externo. Estos motores también son conocidos como motores Diésel, en honor al ingeniero creador, Rudolf Diésel.

Además, poseen una relación de compresión superior a los MEP, con valores entre 12 y 24, puesto que la temperatura ha de ser elevada para alcanzar el autoencendido de la mezcla, siempre considerando los límites de presión máxima en el cilindro. El rendimiento en estos motores oscila entre 35 y 50%, valores más elevados que el rendimiento de los MEP (Payri y Desantes, 2011).

### 2.1.3. Potencial y debilidades de los MCIA

A continuación, se realizará un balance global entre las ventajas e inconvenientes de los MCIA.

- **Rendimiento**

El rendimiento global o efectivo de este tipo de motores ronda un valor máximo del 50% en MEC y 38% en MEP, que en principio puede parecer bajo, pero en términos relativos comparado con otros motores térmicos, no lo es.

- **Potencia**

Resulta necesario recalcar que los MCIA pueden suministrar un amplio rango de potencias, desde decenas de Watios hasta varias decenas de Megawatios, lo cual amplía el campo de aplicación de estos motores.

Como debilidad se encuentra la limitación de la potencia máxima y potencia específica máxima, donde el valor del MCIA no puede competir con las turbinas hidráulicas y térmicas.

- **Combustibles**

Este motor funciona empleando combustibles en fase líquida, gaseosa y sólida. Al ser capaz de emplear combustibles de diferente naturaleza, el motor se puede adaptar a la disponibilidad de cada tipo de combustible.

La principal debilidad de los combustibles resulta ser la dependencia del petróleo para obtenerlos. Por ello, se ha potenciado la investigación de métodos para disminuir su consumo y el empleo de combustibles alternativos no derivados del petróleo.

En definitiva, el empleo de los MCIA se ha mantenido muy favorable en todos sus campos de aplicación, excepto en el sector de la aviación, dado que existen alternativas que han sido capaces de emplear otro tipo de motores sin las debilidades presentadas anteriormente. El sector de la investigación está trabajando para mantener estas ventajas en el futuro en vista del endurecimiento de las normativas anticontaminación, la disminución de las reservas de petróleo y de las diferentes alternativas presentadas para sustituir su uso.

- **Características constructivas**

Los motores se pueden construir en tamaños muy dispares, con dimensiones características (diámetro y carrera) a lo largo de rangos que van desde centímetros hasta el metro. Además, se pueden emplear materiales de bajo coste.

- **Emisiones contaminantes**

La emisión de gases contaminantes se consideraría una debilidad en caso de tener en cuenta únicamente el resultado del uso del motor. Si se considerara además la cadena completa de impactos producidos hasta usar el motor esta debilidad desaparecería al comparar los MCIA con otro tipo de motores.

Para concluir, este balance desarrolla las razones por las que los MCIA han dominado, sin demasiada competencia, en un amplio campo de aplicaciones respecto a otro tipo de motores. Toda la información de este apartado se ha obtenido de Payri y Desantes, (2011).

## 2.2. Emisiones contaminantes

### 2.2.1. Normativa europea

Dado que el principal objetivo de esta memoria se basa en investigar diferentes diseños de la línea de escape del motor para mejorar el funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento y llegar a cumplir normativa de emisiones, resulta imprescindible conocer los conceptos claves de la normativa a seguir.

Como se ha comentado en el preámbulo, todo proceso de combustión lleva asociado una emisión de productos contaminantes. Como consecuencia del aumento de emisiones contaminantes por parte de los automóviles, que más adelante se especificarán con más detalle, aparecieron sobre los años 80 las primeras normativas que regulaban las emisiones en casi todos los países del mundo. Por consiguiente, hoy en día el control de emisiones contaminantes para reducir el impacto medioambiental es uno de los objetivos primordiales en la investigación del diseño de los motores modernos.

Esta normativa internacional se centra en establecer metodologías universales de tests realizados en vehículos donde se evalúen las emisiones de gases contaminantes. Éstas deben ser lo suficientemente bajas para evitar los posibles problemas en la salud de los seres vivos y en la naturaleza. Además, estos límites de obligado cumplimiento se miden en ensayos reglamentados con una metodología adecuada según la aplicación que se le vaya a dar al motor.

Así pues, desde la normativa EURO 1 aplicada en 1992 ha habido avances en la tecnología que han cumplido con las restricciones de emisiones hasta la normativa EURO 6d, presente actualmente en 2020. El origen de esta normativa se encuentra en la EURO 6, la EURO 6d incorpora nuevos avances para reducir drásticamente los cinco contaminantes más importantes (AECC, 2020).

En la Figura 5 se refleja la reducción de las emisiones contaminantes en motores Diésel conforme avanzan las normativas, comenzando desde la normativa EURO 1 hasta la EURO 6.

Además, en la Tabla 1 se especifican numéricamente la cantidad de contaminantes admitidos por cada normativa establecida en MEP y MEC.

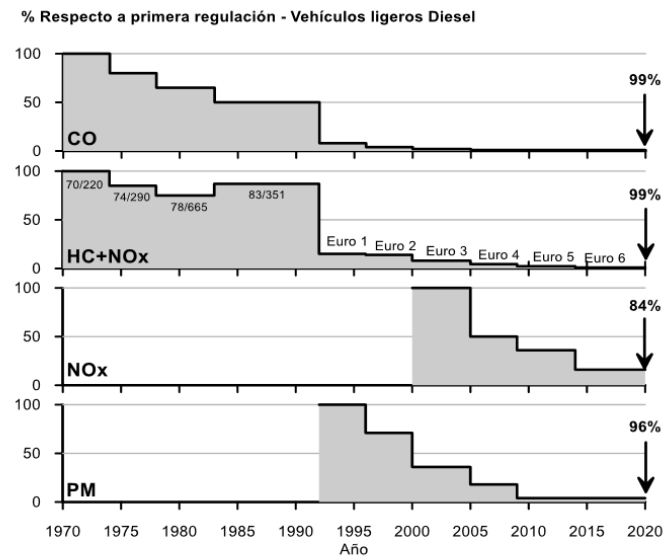


Figura 5. Evolución de emisiones contaminantes en MEC (Piqueras, 2016).

Tabla 1. Normativas y límites de emisiones en MEP y MEC. Elaboración propia a partir de Piqueras (2016).

Normativa	Fecha	CO	HC	HC-NOx	NOx	PM	PN
		mg/km					Nb/km
<b>MEP</b>							
EURO1	1992.07	2720	-	970	-	-	-
EURO2	1996.01	2200	-	500	-	-	-
EURO3	2000.01	2300	200	-	150	-	-
EURO4	2005.09	1000	100	-	80	-	-
EURO5a	2009.09	1000	100	-	60	5	-
EURO5b/b+	2011.09	1000	100	-	60	4.5	-
EURO6b, 6c, 6d-Temp, 6d	2014.09	1000	100	-	60	4.5	$6 \times 10^{11}$
<b>MEC</b>							
EURO1	1992.07	2720	-	970	-	140	-
EURO2 (Inyección Directa)	1996.01	1000	-	700	-	80	-
EURO2 (Inyección Indirecta)	1996.01	1000	-	900	-	100	-
EURO3	2000.01	640	-	560	500	50	-
EURO4	2005.01	500	-	230	250	25	-
EURO5a	2009.09	500	-	230	180	5	-
EURO5b/b+	2009.09	500	-	230	180	4.5	$6 \times 10^{11}$
EURO6b, 6c, 6d-Temp, 6d	2014.09	500	-	170	80	4.5	$6 \times 10^{11}$

### 2.2.2. Procedimiento de tests de laboratorio para la validación de emisiones.

Además de los límites de emisiones, estas normativas definen las pruebas de aprobación y los procedimientos para evaluar las emisiones de contaminantes. Seguidamente se van a desarrollar las distintas pruebas que han sido empleadas en este tipo de motores.

- **NEDC (New European Driving Cycle)**

Test de laboratorio para automóviles de la UE que determinan los límites de emisiones contaminantes y objetivos de consumo de combustible, basándose en un perfil de conducción

teórico. Debido a sus limitaciones y falta de correlación con las condiciones reales de operación, desde la normativa EURO 6d-Temp se trabaja con pruebas WLTP (*World Light Vehicles Test Procedure*) (Costas, 2018).

- **WLTP (*World Light Vehicles Test Procedure*)**

Esta prueba utiliza perfiles reales basándose en experiencias de conducción actuales, diarias y reales. Además, el test está constituido por diferentes ciclos WLTC (*World Light Vehicles Test Cycles*) que cumplen una determinada velocidad y potencia específica (PMR). El motor que se estudia en este proyecto, K9K EURO 6d-Temp se compone de ciclos de Clase 3b, cumpliendo unas características determinadas. Asimismo, para crear un perfil más realista, se realizan cuatro pruebas a distintas velocidades comenzando desde valores bajos de velocidad que van creciendo paulatinamente, tal como se ve en la Figura 6. Además, estas pruebas tienen distintas etapas de paradas, aceleración y frenadas para reproducir mejor las situaciones reales (Costas, 2018).

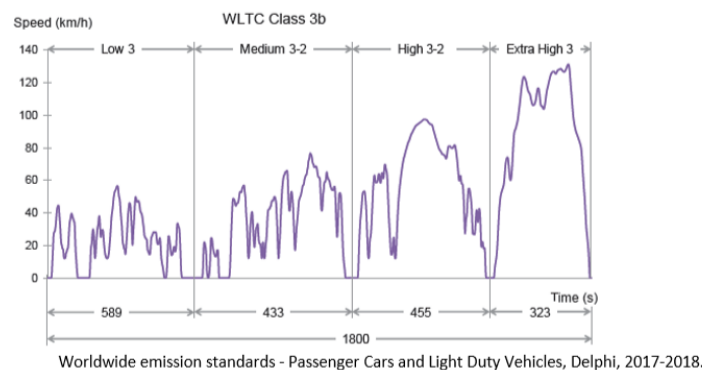


Figura 6. Velocidades de un vehículo de clase 3b en una prueba WLTC (Piqueras, 2016).

Por tanto, el ciclo de homologación de consumo y emisiones WLTP (*Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure*) tiene unos resultados de consumos más realistas que los proporcionados por el ciclo NEDC (*New European Driving Cycle*), ya que va asociado al RDE (*Real world Driving Emissions*), una prueba en carretera. En la Figura 7 se comparan ambos métodos.



Figura 7. Comparación pruebas NEDC y WLTP (Murias, 2018).

- **Test de Conducción Real (RDE - Real Driving Emissions)**

El test de emisiones incluido en esta normativa se denomina RDE (*Real Driving Emissions*) y es capaz de comprobar ciertos contaminantes emitidos por el motor en la vía pública en condiciones reales mediante Sistemas de Medición de Emisiones Portátiles (PEMS). La prueba se realiza en 3 zonas: urbana, rural y en autopista, siguiendo ese orden y siguiendo las especificaciones mostradas en la Tabla 2.

*Tabla 2. Especificaciones a cumplir durante las pruebas RDE (Piqueras, 2016).*

Trip requirements for a valid RDE test <sup>9)</sup>			
Driving portion	Urban	Rural	Motorway
	Speed ≤ 60 km/h	60 < Speed ≤ 90 km/h <sup>1)</sup>	90 km/h <sup>1)</sup> < Speed
Minimum distance	16 km	16 km	16 km
Distance share	29 - 44%	23 - 43%	23 - 43%
Total trip duration	90 - 120 minutes		
Average speed including stops	15 < Avg < 40 km/h <sup>3)</sup>	–	–
Total stop time <sup>4)</sup> (v < 1 km/h)	6 - 30% Urban time	–	–
Individual stop time <sup>5)</sup>	≤ 300 sec	–	–
v > 100 km/h <sup>1) 2)</sup>	–	–	≥ 5 min
v > 145 km/h	–	–	< 3% Motorway time
Cumulative positive elevation gain	< 1200 m/100 km		
Start/end test elevation difference	≤ 100 m		

La normativa EURO 6d también posee el OBD Euro 6-2, un sistema de diagnóstico a bordo que detecta si las emisiones del motor están dentro del umbral establecido. Este sistema resulta ser muy útil para identificar debilidades de los dispositivos anticontaminantes (AECC, 2020).

Por otro lado, los valores límite de emisiones tienen coeficientes correctores para que no excedan los límites establecidos. Por tanto, el resultado final tras aplicar el factor de conformidad (CF) se conoce como NTE (*Not to Exceed*). Además, en la Tabla 3 se muestra la única diferencia entre normativas, el valor del coeficiente de corrección para NO<sub>x</sub>, mostrando la poca variación que existe entre la normativa temporal EURO 6d-Temp y su continuación, la Euro 6d. Cabe aclarar que en este proyecto se emplea un motor K9K EURO 6d-temp, éste ya cumple la normativa EURO 6d-Temp, muy similar a la siguiente normativa impuesta, la EURO 6d.

*Tabla 3. Coeficientes de corrección en las dos últimas normativas (Piqueras, 2016).*

$$NTE_{\text{pollutant}} = CF_{\text{pollutant}} \times TF(p_1, \dots, p_n) \times \text{EURO-6}$$

Conformity Factors for Euro 6d RDE			
CF <sub>pollutant</sub>	NO <sub>x</sub>	PN <sup>2)</sup>	CO <sup>1)</sup>
Temporary (Euro 6d-Temp)	2.1	1 + margin PN with margin PN = 0.5	–
Final (Euro 6d)	1 + margin with margin = 0.5	1 + margin PN with margin PN = 0.5	–

### 2.2.3. Tipos de emisiones

Desde siempre los procesos de combustión han tenido un impacto medioambiental. Se ha visto que conforme pasan los años se encuentran más iniciativas para disminuir este problema y en el caso de motores de combustión interna alternativos se han establecido diferentes normativas cada vez más estrictas comentadas anteriormente. Asimismo, reducir el problema de la contaminación ambiental se ha convertido en uno de los principales objetivos de la investigación en este campo y está cubierto por una gran parte del presupuesto de las industrias.

A continuación, se exponen los contaminantes más importantes derivados del proceso de combustión: hidrocarburos sin quemar (HC) o parcialmente quemados (aldehídos, alcanos, alquenos, etc.), óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre ( $\text{SO}_x$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ).

- **Óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ )**

Los óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ) engloban dos compuestos, el óxido nítrico (NO) y el dióxido de nitrógeno ( $\text{NO}_2$ ). En motores destaca el NO resultante de la oxidación del nitrógeno a altas temperaturas, el cual se convierte en  $\text{NO}_2$  en zonas de baja temperatura y una presencia de  $\text{O}_2$  apreciable. Su principal fuente de origen son los motores de vehículos.

El  $\text{NO}_2$  emitido a un nivel elevado (superando los  $600\text{mg}/\text{m}^3$ ) puede provocar lesiones en las vías respiratorias y en los pulmones y reducir la resistencia a enfermedades infecciosas. Además de afectar a la salud de las personas, los  $\text{NO}_x$  causan importantes afecciones al medio ambiente, siendo los principales causantes de la lluvia ácida y el *smog* fotoquímico.

Actualmente las principales estrategias para reducir las emisiones de este contaminante son: la recirculación de los gases de escape (EGR), los sistemas de post-tratamiento (LNT o SCR) y el uso de sistemas de combustión de baja temperatura (LTC), sistemas expuestos posteriormente.

- **Monóxido de carbono (CO)**

El monóxido de carbono se produce cuando un combustible a base de carbono se quema sin suficiente oxígeno, provocando la combustión incompleta. Su origen se encuentra en los gases de salida de los motores, está muy ligado al dosado de la mezcla y, en concreto en motores Diésel la combustión incompleta se puede dar por dos fuentes. Por un lado, están las zonas muy pobres por no poder soportar la rápida combustión y las zonas excesivamente ricas donde el consumo de aire resulta ser insuficiente. Cabe considerar que, en los MEP, al tener un dosado cercano al estequiométrico en general no existe una emisión relevante de CO.

Respecto a los efectos de este gas incoloro e inodoro sobre las personas destaca su letalidad tras dosis muy bajas de consumo. Además, contribuye a la formación del *smog* fotoquímico.

- **Hidrocarburos (HC)**

Los hidrocarburos sin quemar se emiten debido a la combustión incompleta de combustible. Actualmente las normativas aplicadas en motores de automoción regulan la cantidad total de hidrocarburos, sin distinguir el tipo a pesar de que la composición de hidrocarburos sea extremadamente heterogénea.

Respecto a alguno de sus efectos, destaca en los hidrocarburos carbonílicos el *smog* fotoquímico. Además, los hidrocarburos aromáticos policíclicos son cancerígenos, pudiendo llegar a provocar alteraciones en el sistema nervioso central.

- **Partículas (PM)**

En los gases de escape existe materia en estado líquido y sólido, esta materia se conoce como partículas. En general las partículas constan de pequeñas cantidades de hollín, polvo, además de pequeñas gotas de líquidos. Su origen se encuentra principalmente en las emisiones de los motores Diésel y cabe destacar que las partículas sufren cambios en sus características debido a su naturaleza. Así pues, las normativas mundiales de emisiones restringen la cantidad de partículas una vez se han producido los cambios físicos y químicos en la línea de escape o están ya en la atmósfera.

Respecto a sus efectos sobre personas destacan: la irritación en los ojos, asma, bronquitis, cáncer, daños en el pulmón y efectos cardiovasculares. En cuanto al medio ambiente puede producir un deterioro de la visibilidad.

- **Óxidos de azufre (SO<sub>x</sub>)**

El azufre se encuentra principalmente en combustibles líquidos que tras la combustión da lugar a los SO<sub>x</sub>.

Los óxidos de azufre destacan a nivel medioambiental por su contribución a la formación de la lluvia ácida. Respecto a la salud de las personas produce irritación en los ojos y dificultad para respirar. Debido a la peligrosidad de estos óxidos se ha reducido en gran proporción la cantidad de azufre en las gasolinas y gasóleos de automoción.

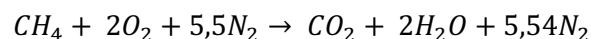
- **Dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>)**

El dióxido de carbono no se considera un contaminante como tal dado que es un gas presente de forma natural en el ambiente y resulta necesario para los procesos vitales de los seres vivos.

Ahora bien, el problema surge cuando la cantidad de CO<sub>2</sub> es demasiado alta de tal forma que aumenta su concentración en la atmósfera contribuyendo al calentamiento del planeta, por ello este gas es reconocido como principal contribuyente al efecto invernadero.

Puesto que en los MCIAs las emisiones de CO<sub>2</sub> son directamente proporcionales al consumo de combustible (CH<sub>4</sub>) resulta necesario controlar su emisión para evitar el calentamiento global. A continuación, en la ecuación 1 se puede ver la reacción química que verifica la proporcionalidad:

*Ecuación 1. Reacción de proporcionalidad directa del CH<sub>4</sub> y CO<sub>2</sub>.*



Toda la información de este apartado se ha obtenido del estudio realizado por Payri y Desantes (2011).



## 2.3. Técnicas para reducir las emisiones contaminantes

### 2.3.1. Sistemas de post-tratamiento de gases de escape en Motores Diésel

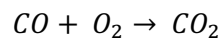
Puesto que este proyecto de investigación se basa en mejorar las condiciones de entrada a los sistemas de post-tratamiento mediante cambios en el diseño pasivo de la línea de escape del motor, surge la necesidad de conocer el funcionamiento de los distintos sistemas de post-tratamiento de gases de escape (EATS). Así, estos sistemas se clasifican según su principio de funcionamiento siempre con el objetivo de destruir las sustancias contaminantes para evitar su emisión a la atmósfera.

Como ya se ha comentado, actualmente las normativas tratan principalmente de limitar la emisión de cuatro contaminantes: hidrocarburos (HC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) y partículas (PM).

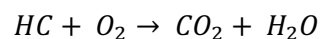
- **Reactores catalíticos de oxidación (DOC)**

Actualmente la aplicación primordial de los reactores catalíticos está en los MEC y son conocidos como DOC (*Diésel Oxidation Catalyst*). Su objetivo es acelerar las reacciones de oxidación del CO (2) y el HC (3), para ello se requiere una mezcla pobre, lo cual requiere una cantidad de oxígeno suficiente en el gas, procedente de la inyección de aire aguas arriba.

*Ecuación 2. Reacción de oxidación del CO.*



*Ecuación 3. Reacción de oxidación del HC.*



Además, también reduce la masa de partículas y, a pesar de que su actuación frente a la reducción de NO<sub>x</sub> es insignificante en mezclas pobres, son capaces de oxidar NO en NO<sub>2</sub>. Este catalizador colocado inmediatamente después de la turbina consigue reducir entre un 60% y 90% los niveles de CO y HC, y entre un 20% y 50% los niveles de partículas (PM).

Finalmente, cabe considerar que el rendimiento del catalizador disminuye cuando trabaja a temperaturas por debajo de los 200°C.

- **Filtros de partículas Diésel (DPF)**

En la mayoría de los vehículos Diésel modernos las normativas de emisiones de partículas cada vez más estrictas se satisfacen mediante un filtro muy eficaz capaz de capturarlas. Este filtro situado en la línea de escape del motor, retiene partículas hasta que se queman en un proceso de regeneración (Figura 8). Estas partículas principalmente están formadas por hollín, hidrocarburos, sulfatos, agua y cenizas.

Actualmente, aproximadamente cada 500km el filtro debe limpiarse. Además, para un funcionamiento eficaz es necesario considerar que en caso de una regeneración pasiva es

necesaria una temperatura mayor de 300°C y en caso de una regeneración en presencia de oxígeno se han de superar los 550°C.

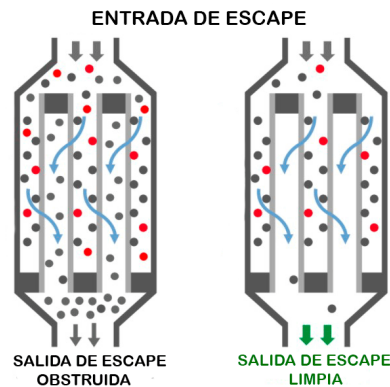


Figura 8. Filtro de partículas antes y después de la regeneración (Getauto, 2017).

En el DPF la regeneración resulta necesaria dado que la acumulación de partículas conlleva a un aumento de la contrapresión en el conducto de escape, lo cual afecta a la renovación de los gases e incrementa el consumo de combustible.

Se distinguen tres técnicas de regeneración:

- Regeneración activa: el aporte de energía para aumentar la temperatura se obtiene modificando el perfil de inyección, añadiendo una post-inyección al final del proceso de combustión.
- Regeneración pasiva: trata de disminuir la temperatura a la que se inicia la oxidación del hollín. La auto-oxidación del hollín se puede conseguir añadiendo un catalizador en el filtro o empleando un sistema Continuously Regenerating Technology o CRT (DOC+DPF) en el que el NO<sub>2</sub> proveniente del DOC oxida al hollín del DPF.
- Regeneración activo-pasiva: combina los métodos anteriores para obtener un menor consumo de combustible y un control más preciso sobre los gases. Además, alarga la vida útil del DPF.

- **Filtros químicos: Trampa de NO<sub>x</sub> (LNT)**

Estos filtros son capaces de almacenar óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) en mezclas pobres para liberarlos cuando se den condiciones de mezcla rica.

En motores Diésel se emplea el sistema LNT (*Lean NO<sub>x</sub> Traps*) con un rendimiento de reducción de NO<sub>x</sub> no superior al 80%. Cabe considerar que el rango de temperaturas en el que este sistema está activo está entre 250 y 450°C.

Además, un problema importante que se puede dar en estos sistemas es el envenenamiento del filtro debido a la presencia de azufre en el combustible.

- **Reactores químicos: tecnología SCR**

El reactor químico más empleado es el SCR (*Selective Catalytic Reduction*) y posee un rendimiento de disminución de NO<sub>x</sub> de hasta el 95%. Generalmente la reacción química sobre

los gases de escape se consigue incluyendo un reactante junto a la mezcla, para ello se emplea una solución de urea que permite generar el amoníaco necesario en un catalizador de hidrólisis. Tal como se puede ver en la Figura 9, los compuestos que atraviesan el catalizador de oxidación (DOC) entran en el catalizador SCR donde el amoníaco reacciona con los NO<sub>x</sub> dando como resultado las siguientes reacciones químicas.

Aguas abajo del SCR se suele instalar un catalizador de oxidación de seguridad y un sensor de amoníaco para controlar las posibles emisiones de este gas por el escape en el transitorio del motor. Respecto a la temperatura de trabajo de este reactor, depende principalmente del revestimiento empleado, pudiendo trabajar en un rango de temperaturas bajas, entre 150 y 450°C, o un rango mayor de temperaturas, entre 350-600°C (Payri y Desantes, 2011).

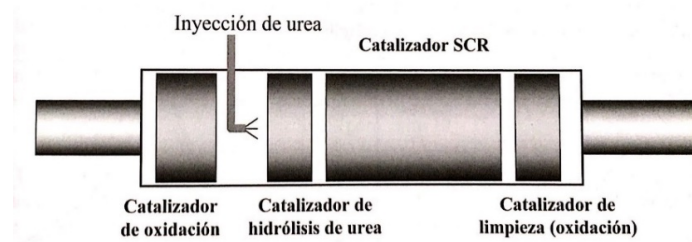


Figura 9. Catalizador SCR con urea para motores Diésel (Payri y Desantes, 2011).

### 2.3.1.1. Influencia de la temperatura de entrada en los EATS

Las restrictivas normativas de emisiones que se han de cumplir han llevado a explorar el potencial de la gestión térmica en los MEC para lograr una mejora del rendimiento y una disminución de las emisiones. En concreto, en los MEC, la temperatura resulta ser un factor bastante importante para el proceso de combustión dado que se requieren elevadas temperaturas para alcanzar en el menor tiempo posible el autoencendido de la mezcla.

Tabla 4. Emisiones y rangos de temperaturas en dispositivos de post-tratamiento (Luján y otros, 2019).

EATS	Sustancias tratadas	Temperatura de trabajo [°C]
LNT	NO <sub>x</sub>	250-450
SCR	NO <sub>x</sub>	350-600 o 150-450 (según el revestimiento)
DPF	Partículas	Reg. pasiva: T>300 Reg. con O <sub>2</sub> : T > 550
DOC	CO, HC, oxida NO en NO <sub>2</sub>	200

Así, para asegurar un funcionamiento efectivo de los dispositivos de post-tratamiento, la variable más importante es la temperatura a la que trabaja el sistema. Además, puesto que este proyecto está basado principalmente en la investigación de la temperatura de entrada al post-tratamiento resulta importante conocer su valor óptimo en cada sistema. En la Tabla 4 se muestra el rango de temperaturas a considerar en cada dispositivo de post-tratamiento para obtener un mejor desarrollo de su actividad.

Además, existen diferentes estudios ya realizados que apuntan a que el incremento de la temperatura en el escape es una vía de mejora para los sistemas de post-tratamiento y el consumo de combustible.

Por ejemplo, Verschaeren y Verhelst (2018) en sus estudios trataron el impacto de la tecnología de la turbina para mejorar la eficiencia del SCR (Reductor Catalítico Selectivo) mediante el

aumento de la temperatura. Para ello, modeló un motor 1D marino obteniendo como resultado un buen compromiso entre la temperatura de los gases de escape y el consumo de combustible.

Por su parte, Galido y otros (2004) propusieron un diseño óptimo de un colector de escape buscando una mejora en el comportamiento térmico mediante la reducción de las interferencias de los pulsos de presión durante el desarrollo de una carga transitoria. Como resultado se obtuvo una mejora de la temperatura del gas a la entrada del catalizador y un par estacionario efectivo.

Estas y otras investigaciones apuntan a que el incremento de la temperatura en el escape resulta ser una vía de mejora para las prestaciones del motor. Además, estos estudios señalan a que el incremento de temperatura buscado se puede conseguir combinando diferentes propuestas de diseño pasivas, como puede ser el aislamiento térmico de ciertos elementos. Así, el objetivo de este proyecto está centrado en investigar más profundamente y con las correctas herramientas distintos métodos para incrementar la temperatura de los gases en el escape. Asimismo, como se ha comentado en la introducción, en este Trabajo de Fin de Grado se han estudiado computacionalmente distintas estrategias de aislamiento térmico en la línea de escape del motor Diésel para mejorar la T4 (temperatura a la salida de turbina o entrada al post-tratamiento), para así llegar a obtener un post-tratamiento óptimo al mismo tiempo que una disminución del consumo (BSFC) (Luján y otros, 2019).

### 2.3.2. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR)

Actualmente la Recirculación de Gases de Escape (EGR) es la vía térmica más empleada en los MCIAs para reducir los NO<sub>x</sub>, encontrándose en competencia con los sistemas de post-tratamiento de gases de escape. Esta técnica emplea un conjunto de conductos y válvulas capaces de recircular gases quemados desde el escape hacia la admisión. Por tanto, la EGR es una técnica empleada para el control de emisiones de NO<sub>x</sub>. Puesto que disminuir la temperatura del proceso de combustión supone reducir la cantidad de NO<sub>x</sub>, esta técnica trata de introducir gases inertes en el cilindro mediante su recirculación para reducir esa temperatura (Payri y Desantes, 2011). La tasa o porcentaje de EGR se define como la relación entre el gasto de residuales recirculados y el gasto total de mezcla admitido.

*Ecuación 4. Porcentaje de EGR.*

$$\%EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{EGR}} 100$$

En motores turbosobrealimentados existen dos tipos de EGR, de alta y baja presión. El EGR de alta presión (HP: High Pressure ) conecta los colectores de admisión y escape. Por otro lado, el EGR de baja presión (LP: Low pressure) comunica un punto de la línea de escape aguas abajo de los sistemas de post-tratamiento con la de algún punto de la línea de admisión aguas arriba del compresor, tal como se puede ver en la Figura 10.

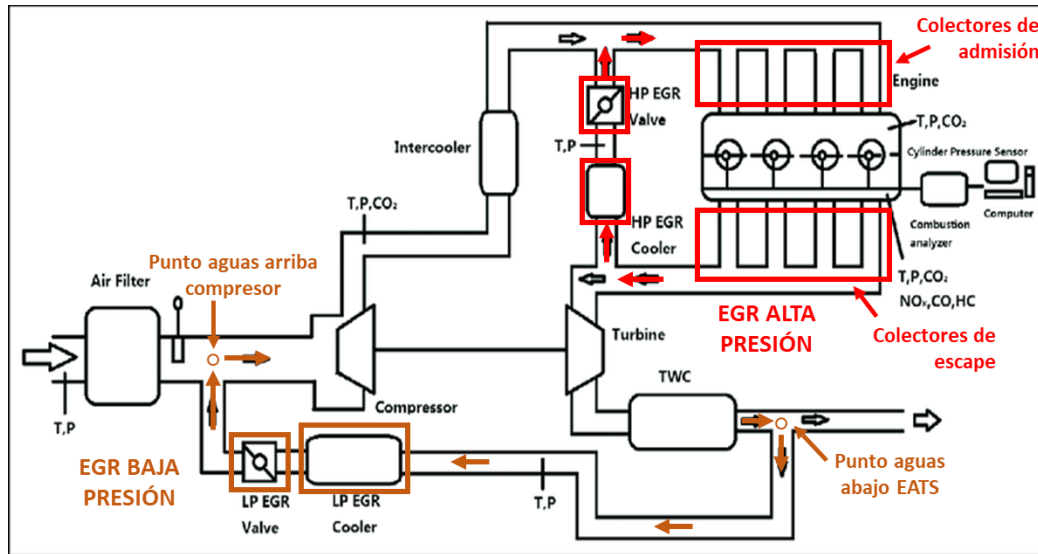


Figura 10. Configuración EGR de baja y alta presión (Shen y otros, 2018).

## 2.4. Modelado

El modelado de motores emplea modelos matemáticos implementados a través de programas de ordenador para calcular parámetros característicos y prestaciones de motores que están en proceso de diseño o ya fabricados. Estos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones de un modelo físico capaz de predecir con mayor o menor fidelidad los fenómenos del sistema del motor a evaluar. En la fidelidad del modelo a los modelos físicos interviene en gran medida las hipótesis simplificadoras implementadas.

En concreto, en este proyecto se ha empleado el programa GT-SUITE, un *software* estándar de simulación de motores utilizado por las principales industrias de fabricación de motores, en las que se incluye Renault. Este programa es capaz de predecir parámetros como el rendimiento del motor, su potencia, flujo de aire, par y consumo de combustible entre otros.

Además, estos modelos son capaces de evaluar distintas opciones de diseño y predecir las prestaciones que el motor podría alcanzar. También permiten analizar los fenómenos físicos que se dan en el motor, identificando las variables que controlan los procesos. De esta forma, los modelos pueden identificar las tendencias y la sensibilidad de las variables de salida al variar las variables de entrada.

En el proceso de diseño de un motor, resulta imprescindible su modelado computacional principalmente porque permite evaluar distintas opciones de diseño mediante un tiempo y coste reducido. Si bien, la mejor estrategia a emplear en el diseño de motores es la combinación de modelado y experimentación. De los ensayos experimentales se obtienen resultados más próximos a la realidad contando con la incertidumbre de medida, el coste de realización, además del tiempo y los recursos a emplear. Por su parte, el modelado analiza el comportamiento del sistema rápidamente, aunque algunos necesitan la validación e información adicional de ensayos experimentales.

Actualmente el modelado también está orientado al control del motor durante su funcionamiento. De esta forma, en los ensayos experimentales mediante modelos

implementados en la ECU (Unidad Electrónica de Control) se pueden hacer diagnósticos, estimar magnitudes características y optimizar el punto de funcionamiento del motor en tiempo real.

Existen cuatro fases para elaborar un modelo informático de un motor.

1. **Análisis de los fenómenos físicos a representar.** Se trata de determinar qué fenómenos físicos son relevantes y despreciables. Para ello, hay que establecer el alcance del modelo y enfocar los estudios del modelado a los sistemas necesarios y sus posibles interacciones.
2. **Elaboración de un modelo físico.** Según los fenómenos a analizar se establecen distintas hipótesis simplificadoras. Además, se deciden las magnitudes de entrada y salida del modelo.
3. **Elaboración del modelo matemático.** En función de las hipótesis planteadas en esta fase se establecen ecuaciones para representar el fenómeno físico y establecer el método de resolución.
4. **Elaboración del modelo informático.** Última fase en la que se elabora la programación de las ecuaciones del modelo matemático.

Toda la información de esta apartado se ha obtenido de Payri y Desantes (2011) y Gamma Technologies (2015).

#### 2.4.1. Clasificación de modelos

A continuación, se desarrolla la clasificación de los distintos modelos de motor según los criterios aplicados y presente en Payri y Desantes (2011).

##### **Según el sistema de motor a calcular en el modelo**

- *Modelo de cálculo del flujo de gases en el motor*

Se encarga del cálculo de los flujos que recorren el motor. Existen diferentes fenómenos a considerar, como las pérdidas de carga en todos los elementos del sistema y la transmisión de calor, relevante en los elementos de la línea de escape.

- *Modelos de combustión*

En este modelo se simulan todas las fases de la combustión y resulta ser de gran importancia y complejidad en la simulación de MCI. A diferencia del resto de procesos, debido al carácter transitorio del proceso de combustión (asociado al ciclo termodinámico) este no se puede analizar empleando los modelos de valor medio, donde se consideran constantes las propiedades del fluido durante el ciclo de funcionamiento.

- *Otros modelos*

Existen otros modelos menos importantes que se utilizan para calcular procesos como el sistema de alimentación e inyección de combustible, la refrigeración, etc.

##### **Según de los objetivos del modelo**

- *Modelo predictivo*

Predicen las prestaciones de un sistema a partir de sus características geométricas y las condiciones de funcionamiento.

- *Modelo de diagnóstico*

Obtienen información del sistema modelado a partir de datos experimentales, mediante evaluación y análisis de los resultados.

- *Modelos de diseño*

Producen como variable de salida una característica geométrica o de funcionamiento para alcanzar unas determinadas prestaciones.

#### **Según la variación temporal de las magnitudes del modelo**

- *Estacionarios*

No consideran variaciones en función del tiempo de las propiedades físicas y variables de entrada.

- *Cuasiestacionarios*

No tienen en cuenta variaciones en función del tiempo de las propiedades físicas, pero sí de las variables de entrada del modelo. Con esto se pueden obtener resultados variables en el tiempo como una sucesión de estados estacionarios.

- *Transitorios*

Consideran las variaciones en función del tiempo de las propiedades físicas y variables de entrada. En las ecuaciones del modelo habrá términos con derivadas parciales o totales en función del tiempo.

#### **Según la representación espacial de los fenómenos físicos en el modelo:**

- *No dimensionales (0D)*

No existe ninguna resolución espacial ni se consideran las dimensiones del sistema a calcular.

- *Cuasidimensionales*

Se tiene en cuenta alguna dimensión característica del sistema físico, pero no existe una resolución espacial.

- *Unidimensionales (1D)*

Existe una resolución espacial en una de las variables espaciales. En sus ecuaciones destacan las derivadas en función de la variable espacial predominante.

- *Multidimensionales (2D y 3D)*

Se consideran las variaciones de las propiedades del sistema en dos o tres variables espaciales.

Resulta importante tomar en consideración que los modelos de motor suelen combinar distintos submodelos con precisión y tiempo de cálculo homogéneos.

### **2.4.2. Modelos utilizados**

El modelo de motor en GT-POWER empleado en este trabajo posee submodelos de flujo de gases y de combustión. Estos modelos predictivos son estacionarios y unidimensionales (1D).

#### 2.4.2.1. Modelo de flujo de gases

En este proyecto se emplea el modelo unidimensional de acción de ondas para el cálculo del flujo en conductos, el cual incluye efectos de inercia y transmisión de ondas. Las variables de entrada del modelo de conducto empleado en este modelo son la geometría y las condiciones de flujo en sus extremos. Las variables de salida serían la densidad, presión, temperatura y velocidad del fluido en función del tiempo y de la posición dentro del tubo. (Payri y Desantes, 2011)

#### 2.4.2.2. Modelo combustión

En el modelo de motor empleado está incluido el modelo de combustión proporcionado por GT-POWER, llamado "EngCylCombDIPulse", en concreto la versión v2017. Este modelo de combustión predice el ratio de combustión y las emisiones asociadas para motores Diésel de inyección directa con una o varias inyecciones.

Además, el modelo está discretizado en tres zonas termodinámicas. La zona principal contiene toda la masa de combustible no quemado en el cilindro en el momento inicial de la inyección. La segunda zona no quemada contiene el combustible inyectado pulverizado y el gas arrastrado, y la zona quemada contiene productos de combustión del combustible pulverizado. Cada zona presenta su temperatura y composición, conteniendo a la vez diversos submodelos que simulan los procesos físicos relevantes durante la inyección y la combustión. El enfoque básico de este modelo es rastrear el combustible a medida que se inyecta, se evapora, se mezcla con el gas circundante y se quema. Es por esto que resulta necesario un perfil de inyección preciso para lograr resultados significativos. El modelo *Dipulse* debe calibrarse para que coincida con el evento de combustión, calculado a partir del análisis de presión del cilindro. Para ello se ha de tener en cuenta el concepto de los siguientes cuatro parámetros, los cuales se configuran en el modelo para obtener el comportamiento deseado.

##### 1. Arrastre

El combustible pulverizado se ralentiza a medida que penetra junto a los gases circundantes no quemados y quemados atrapados en el pulso. La mezcla de pulsos ocurre a través del arrastre. La velocidad de arrastre se modifica en el modelo a través del coeficiente **Multiplicador de Arrastre** (*Entrainment Rate Multiplier*).

##### 2. Ignición

La mezcla en cada pulso sufre un retardo de ignición modelado con una expresión de Arrhenius que puede ser modificado por el **Multiplicador de Retardo de Ignición** (*Ignition Delay Multiplier*).

##### 3. Combustión premezclada

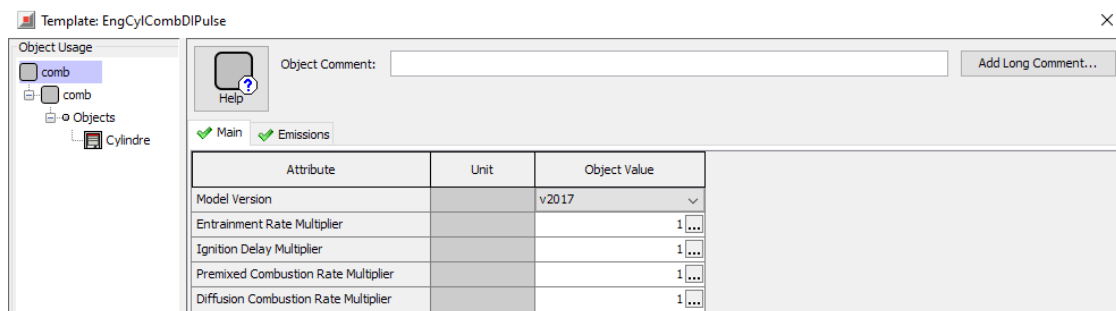
Cuando un pulso se enciende, la mezcla presente en ese momento se reserva para la combustión premezclada. Se considera que la velocidad de la combustión está limitada cinéticamente y puede ser modificada por el **Multiplicador de la Velocidad de Combustión Premezclada** (*Combustion Rate Multiplier*).



#### 4. Combustión por difusión

Después de que un pulso se encienda, el combustible no mezclado restante y el gas atrapado en el pulso se siguen mezclando y quemando en una fase principalmente limitada por la difusión. La velocidad de esta combustión puede ser modificada por el **Multiplicador de la Velocidad de Combustión por Difusión** (*Diffusion Combustion Rate Multiplier*).

Así pues, en este modelo de combustión se pueden encontrar cuatro atributos que deben utilizarse para la calibración del ajuste de la combustión modelada. En concreto, los atributos son: “*Entrainment Rate Multiplier*”, “*Ignition Delay Multiplier*”, “*Premixed Combustion Rate Multiplier*” y “*Diffusion Combustion Rate Multiplier*”.



**Figura 11.** Pestaña de configuración del modelo de combustión DI Pulse.

Estos cuatro parámetros son capaces de controlar la velocidad de las distintas fases del proceso de combustión. En el modelado se presta especial atención a estos parámetros para controlar que la presión en el cilindro no disminuya. En la Figura 11 se puede ver la pestaña de GT-POWER en un caso del modelo empleado donde dentro del elemento que simula el cilindro se puede determinar la versión del modelo de combustión y un ejemplo de los valores de los cuatro parámetros de calibración de la combustión recién mencionados.

## 3. Herramientas utilizadas

### 3.1. GT-SUITE

GT-SUITE es el principal *software* de simulación de sistemas de tipo Ingeniería Asistida por Ordenador o CAE (*Computer Aided Engineering*) desarrollado por la compañía Gamma Technologies. Este tipo de sistemas emplea herramientas computacionales muy avanzadas para contribuir a la resolución de problemas de ingeniería siguiendo los siguientes pasos; preprocesamiento, resolución y postprocesamiento. Además, este programa es reconocido como líder mundial en el modelado de sistemas de alto nivel y es capaz de abarcar tres dimensiones (0D, 1D y 3D) (Gamma Technologies, 2015).

En concreto en este Trabajo de Fin de Grado se han empleado dos paquetes incluidos en el *software* GT-SUITE y desarrollados a continuación.

#### GT-POWER

GT-POWER es un paquete incluido en el programa GT-SUITE y es la herramienta empleada por los principales fabricantes de motores, incluido Renault, empresa con la que se colabora en este proyecto. Así, GT-POWER es el programa empleado en este en este proyecto para el modelado del motor y simulaciones del modelo.

El análisis empleado por este programa es el 1D-CFD (*Computational Fluid Dynamics*) y es capaz de analizar el campo de flujo en las vías de admisión y escape. Asimismo, permite utilizar modelos de combustión y de emisiones y diferentes submodelos de sistemas de post-tratamiento y turbocompresor muy flexibles de manejar. Por otro lado, GT-POWER es capaz de predecir parámetros como el rendimiento del motor, potencia, par, flujo de aire, consumo de combustible entre muchos otros. Es flexible para permitir estudios de conceptos avanzados y no convencionales. También se puede integrar con librerías proporcionadas por GT-SUITE para diferentes estudios de calentamiento térmico y controles dinámicos.

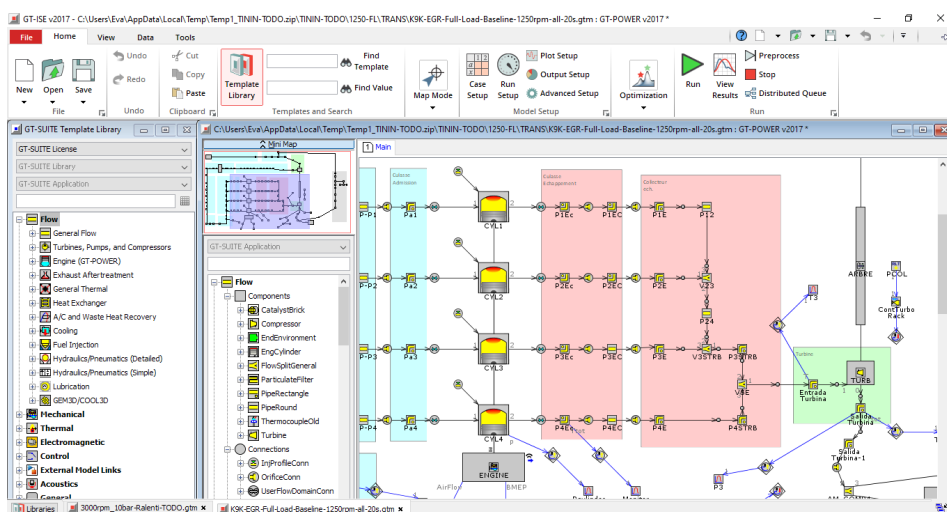


Figura 12. Entorno de trabajo GT-POWER.

## GT-POST

Una vez completada la simulación, los resultados se visualizan en GT-POST, una interfaz gráfica que permite visualizar y manipular los datos recogidos de la simulación. Los datos obtenidos son accesibles rápidamente y se pueden exportar a archivos ASCII o EXCEL.

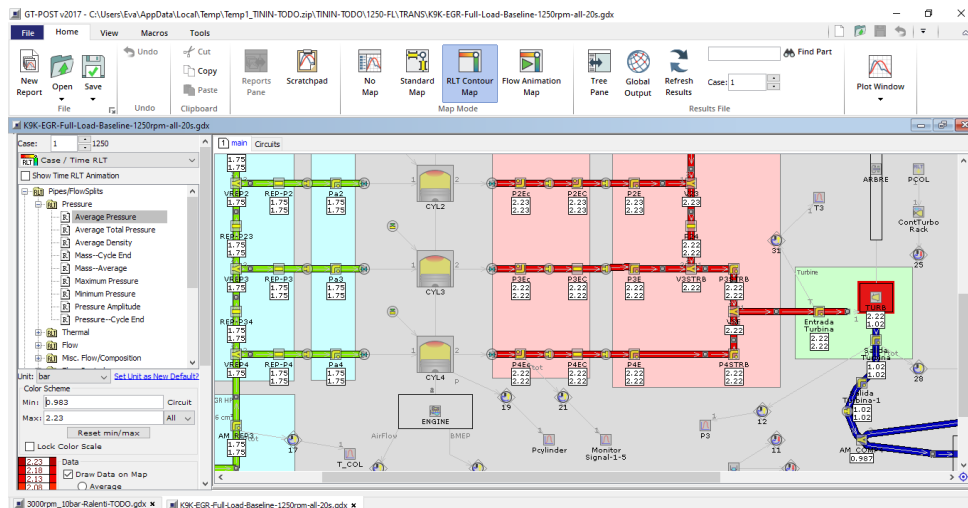


Figura 13. Entorno de trabajo GT-POST.

## 3.2. Otros programas

### EXCEL

Microsoft Excel es un programa de hojas de cálculo desarrollado por Microsoft. Resulta ser una herramienta avanzada de análisis y visualización de datos empleada en este Trabajo de Fin de Grado para analizar los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas en GT-POWER. A través de este programa se pueden comparar resultados de simulaciones distintas, calcular ciertos parámetros y realizar gráficas para visualizar rápidamente la información.

### GRAPHER 10

Grapher es un programa de computación que ofrece herramientas gráficas de alta calidad y es capaz de crear gráficos en 2D y 3D a partir de tus datos. En este proyecto los resultados de las simulaciones existentes en GT-POST, se copiaban en el programa EXCEL y a través de GRAPHER 10 se realizaban las gráficas necesarias.

## 4. Mediciones experimentales

A continuación, se van a exponer las características y las diferentes partes que conforman el motor Diésel estudiado junto con los instrumentos empleados en el laboratorio para poder realizar las mediciones necesarias en los ensayos.

### 4.1. Características del motor

El motor empleado en este Trabajo de Fin de Grado ha sido un motor Diésel K9K 1.5 dCi 8ª generación desarrollado y producido por Renault. Además, está preparado para cumplir las normativas de emisiones Euro 6.

El motor K9K es un Diésel con 4 cilindros en línea y 8 válvulas, 4 de admisión y 4 de escape. Además, posee el sistema de inyección directa *Common Rail*, un sistema electrónico de inyección de combustible según el cual el combustible es aspirado directamente del depósito de combustible a una bomba de alta presión accionada por el cigüeñal del motor. A su vez, la bomba capaz de alcanzar una presión máxima de 1600 bar envía el combustible a un conducto común para todos los inyectores.

El motor también está compuesto por un Turbocompresor de Geometría Variable (TGV), capaz de aumentar o disminuir la fuerza que ejercen los gases sobre la turbina gracias a sus álabes móviles. En la Tabla 5 se pueden distinguir las características del motor empleado.

*Tabla 5. Características del motor de estudio.*

Especificaciones del motor simulado	
Tipo	Motor K9K dCi 110
Cilindrada	1539 [cm <sup>3</sup> ]
Diámetro	78 [mm]
Carrera	80.5 [mm]
Número de cilindros	4
Número de válvulas de entrada	4
Número de válvulas de salida	4
Modelo de Turbocompresor	Borgwarner VGT
Relación de compresión	15,16
Potencia Máxima @ velocidad	81 [kW (110 CV)] @ 4000 rpm
Par Máximo @ velocidad	260 [Nm] @ entre 1750 y 2750 rpm
Sistema de inyección	Common Rail Inyección Directa
Tipo de combustible	Diésel, 10 ppm S B30 Compatile
Normativa de emisiones	Euro 6d
Dimensiones (LargoxAnchoxAlto)	599x624x707 [mm]
Peso	145 [kg]

Respecto a los sistemas de post-tratamiento empleados para reducir la emisión de gases de escape, el motor estudiado emplea tres de estos sistemas. En primer lugar, en la línea de escape se encuentra el DOC, el cual elimina el CO y HC, posteriormente el DPF retiene las partículas y por último, el SCR elimina los NO<sub>x</sub>. En la Figura 14 se muestra de manera esquemática los diferentes componentes de este tipo de motores, incluida la posición de los sensores de temperatura y presión.

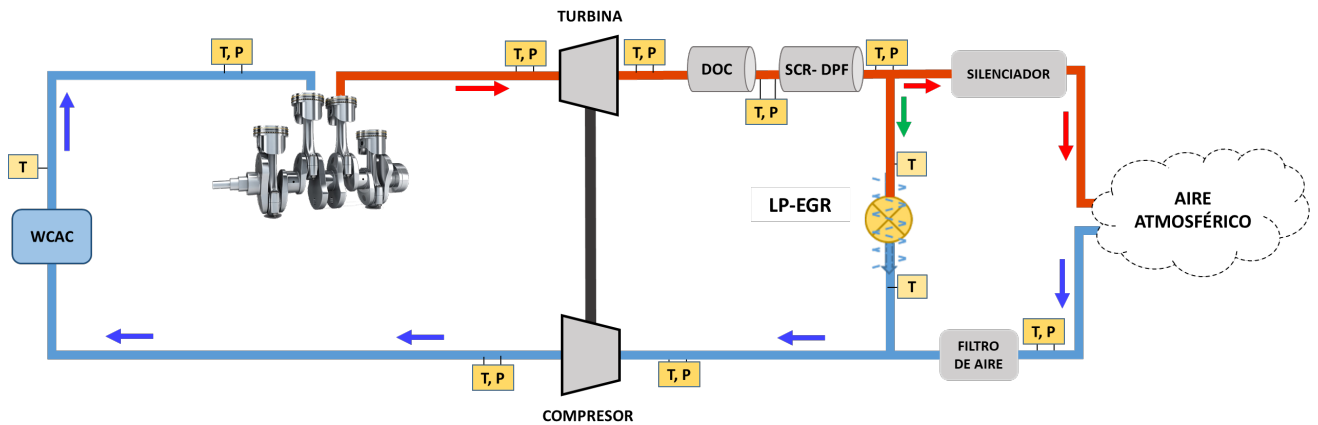


Figura 14. Esquema simplificado motor K9K.

- **DOC**

Catalizador de oxidación Diésel ya explicado en el apartado 2.3.1. capaz de tratar CO, HC y oxidar el NO en NO<sub>2</sub>.

- **Sistema DPF-SCR**

Combinación de un sistema de Reducción Catalítica Selectiva (SCR) y un Filtro de Partículas Diésel (DPF). Su funcionamiento por separado ha sido explicado en el apartado 2.3.1.

En este caso su combinación implica que, en primer lugar, el DPF se encarga de retener las partículas existentes en los gases de escape para evitar su emisión a la atmósfera. A continuación, el SCR actúa para reducir los óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) en el escape mediante un sistema de disolución de agua pura y Urea (*AdBlue*).

- **EGR de baja presión**

Una vez explicado su funcionamiento en el apartado 2.3.1., cabe destacar que el motor únicamente presenta EGR de baja presión. Así, en la EGR de baja presión los gases son recirculados a la entrada del compresor una vez han pasado por los sistemas DOC y DPF-SCR y han sido refrigerados.

Se destaca que en el motor en cuestión no ha sido implementado la EGR de alta presión por elección del fabricante y sus fines específicos de investigación.

- **Otros sistemas**

Además, el motor K9K tiene dos intercambiadores encargados de disminuir la temperatura de los gases en la admisión. Uno está situado a la salida del compresor y el otro en el EGR de baja presión, ya comentado. También posee un filtro de aire a la entrada y un silenciador a la salida.

Toda la información teórica de este apartado se ha obtenido de Payri y Desantes (2011).

## 4.2. Instalación experimental

En la Figura 15 se han añadido y numerado sobre el esquema de motor K9K recién comentado diferentes equipos auxiliares necesarios para realizar los ensayos experimentales. A continuación, se expone su funcionamiento.

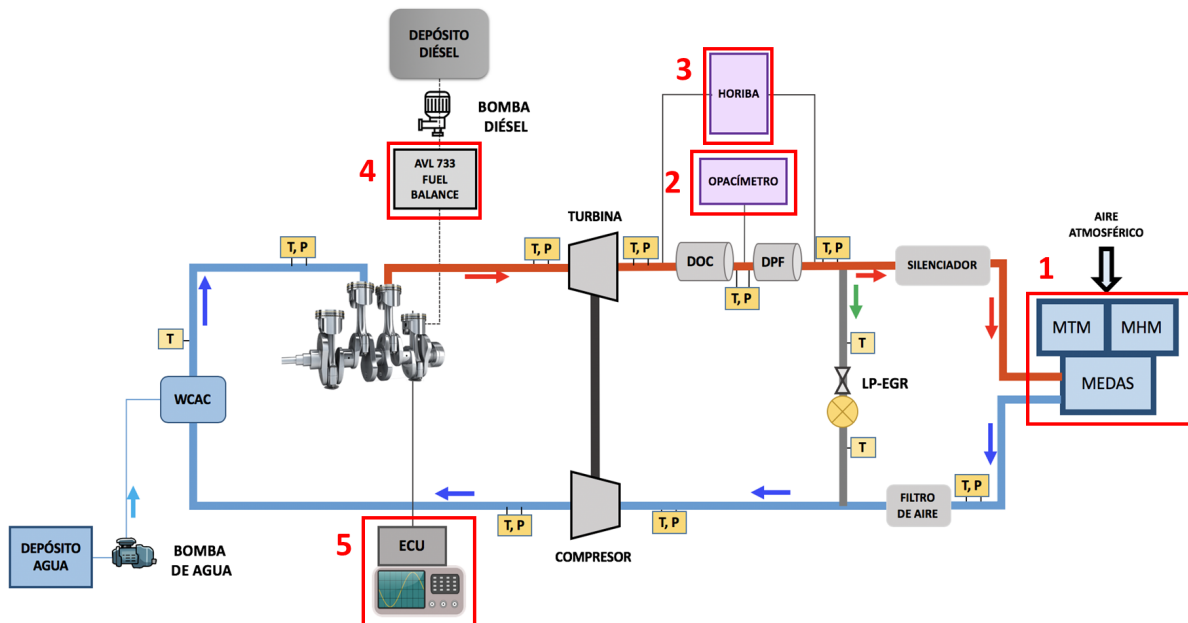


Figura 15. Esquema instalación experimental.

### 1. Equipo de acondicionamiento de aire (MEDAS)

A la hora de realizar ensayos a diferentes temperaturas y altitudes es necesario variar los parámetros de temperatura y presión del aire en la línea de admisión y escape. Para ello se utiliza el equipo de acondicionamiento de aire MEDAS (*Multi-Function Efficient Dynamic Altitude Simulation*), el cual simula las condiciones de temperatura y presión requeridos en el aire empleado para la combustión. Complementando al MEDAS, se emplean los equipos MTM (*MEDAS Temperature Module*) y MHM (*MEDAS Humidity Module*).

### 2. Opacímetro

En esta instalación se ha empleado el opacímetro *AVL Opacimeter 439*, capaz de medir la opacidad de los gases de escape del motor. Para la correcta interpretación de este dispositivo se ha de tener en cuenta la existencia de tres tipos de humos en función de su origen, humo blanco (vapor de agua), humo azul (quema de aceite o hidrocarburos) y humo negro (hollín).

El resultado se da en porcentaje, siendo 0% humos totalmente transparentes y 100% humos totalmente opacos por la presencia de hollín.

### 3. Analizador de gas (HORIBA)

El *Horiba Meza One* es el equipo encargado de medir la concentración en partículas por millón (ppm) de CO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, HC, NO<sub>x</sub> y O<sub>2</sub>, por tanto, sirve para comprobar si se cumplen las normativas establecidas.

#### **4. Sistema de combustible**

Conjunto de equipos encargados de controlar el trasegado de combustible en el motor. En los ensayos realizados, el combustible parte de un depósito de capacidad 2600 litros que tras atravesar una primera bomba llega a la instalación a la presión y caudal requeridos.

En la sala de ensayos hay dos equipos de medida que controlan el flujo másico. En primer lugar, el equipo AVL 753, capaz de medir y controlar este flujo de combustible. A continuación, el equipo AVL 733 mide el consumo de combustible del sistema. Finalmente, el combustible llega a la línea de combustión del motor, en concreto al sistema *Common-Rail*.

#### **5. Medidor de presión en la cámara de combustión**

A través de la medida de presión en cada instante en la cámara de combustión se pueden obtener los parámetros característicos de la combustión. Para ello, se necesita un sensor piezométrico capaz de medir la presión, un codificador angular para conocer la posición angular del cigüeñal y un amplificador de señal para observar y grabar la señal en un osciloscopio.

## 5. Modelo del motor en GT-POWER

### 5.1. Descripción del modelo base

A continuación, se describen las diferentes partes del modelo proporcionado por Renault que simulan el comportamiento del motor de estudio. En la Figura 16 se han numerado y localizado los elementos a describir sobre el modelo completo del motor de estudio. Así pues, se ha de tener en cuenta que en este modelo base viene ya establecida la geometría (diámetros y longitudes) y distintos parámetros del motor, como los materiales y coeficientes de transmisión de calor, entre otros.

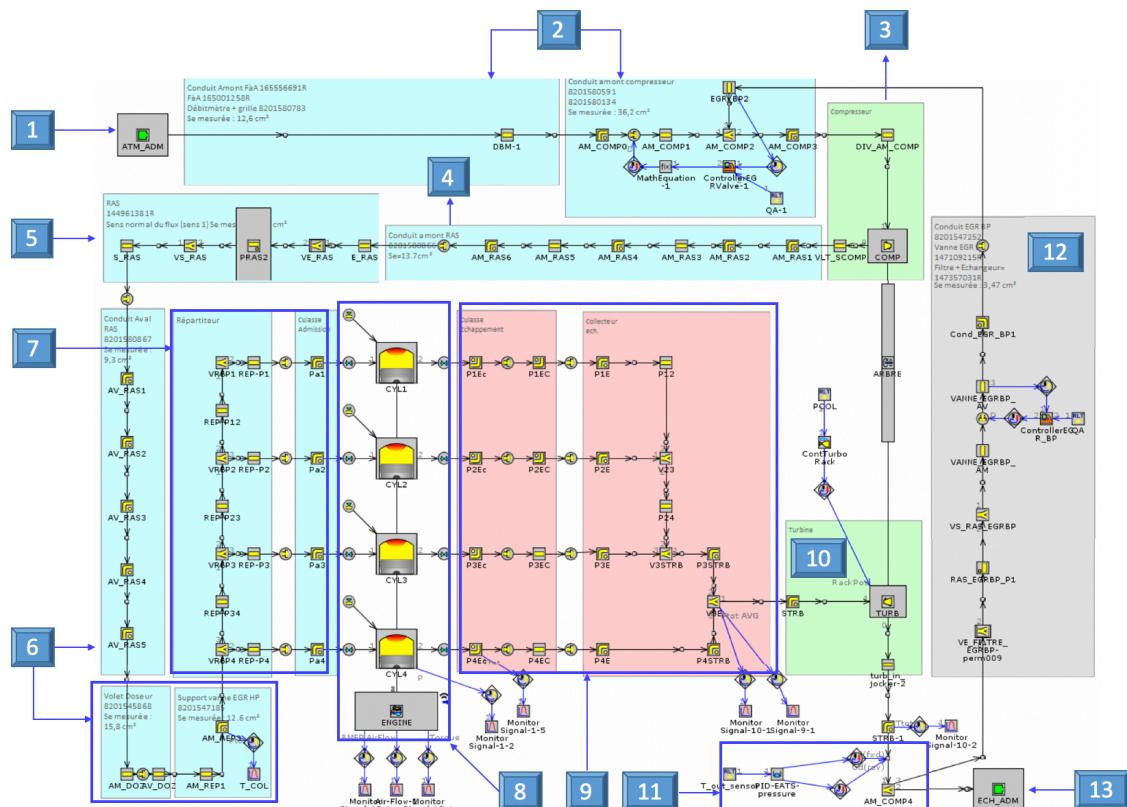


Figura 16. Modelo del motor K9K en GT-POWER.

#### 1. Ambiente

Este objeto plasma en el modelo las condiciones ambientales de temperatura y presión del entorno en el que se encuentra el motor. Por tanto, establece la temperatura y presión a la que el aire entra en el motor. En este caso presenta condiciones normales, 25°C y 1,01329 bares.

#### 2. Conducción previa al compresor

El aire atmosférico es llevado al compresor a través de tuberías de plástico. Así pues, al final de esta zona se encuentra la entrada de los gases recirculados a baja presión, como se puede ver señalado con el número 1 en la Figura 17. La EGR de baja presión determina el diámetro de la válvula de contrapresión existente gracias a un controlador capaz de ajustar el diámetro según la fracción de EGR (Ecuación 4) marcada como objetivo, permitiendo la entrada de una



determinada cantidad de aire. Así pues, en la Figura 17 se señalan respectivamente la entrada de EGR de baja presión, la válvula de contrapresión y el controlador con los números 1, 2 y 3, respectivamente.

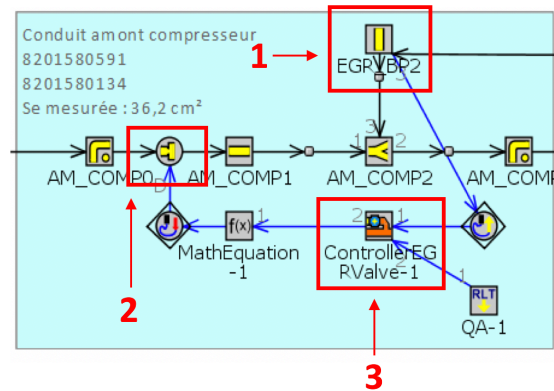


Figura 17. Sistema de la válvula de contrapresión en el modelo.

### 3. Compresor

Esta parte simula el compresor, elemento capaz de aumentar la presión del aire, que junto con la turbina y el eje presentes en el modelo dan lugar a un motor sobrealimentado, como se presenta posteriormente en la parte 1 de la Figura 19. Además, en este elemento van incluidos mapas que configuran el funcionamiento del compresor.

### 4. Conducción anterior al intercooler

Simulan tuberías de acero inoxidable que conducen el aire comprimido desde el compresor al intercooler.

### 5. Intercooler

El intercooler o intercambiador de calor es el elemento encargado de refrigerar el aire comprimido. Para reducir la temperatura del gas ha de existir una gran cantidad de transmisión de calor entre el gas comprimido y el ambiente. Esto se consigue en el modelo a través de conductos de aluminio con un elevado coeficiente de convección (del orden de  $1500\text{W/m}^2\text{-K}$ ) capaces de simular el intercambio de calor con el entorno.

### 6. Conducción anterior al colector de admisión

Simulado como un conjunto de tuberías que transportan el gas refrigerado al colector de admisión. El material del primer tramo de tuberías es plástico, mientras que las tuberías del segundo tramo son de aluminio.

### 7. Colector de admisión

El colector de admisión es el encargado de distribuir una gran cantidad de aire a los cuatro cilindros del motor. Para llevar a cabo el proceso de combustión es necesario la presencia de oxígeno en el flujo de aire. Así, en el modelo, el colector consta de una primera parte de tuberías de aluminio donde se distribuye el aire, seguido de pipas de admisión que conectan con la culata del motor y, por último, las válvulas de admisión a los cilindros.

## 8. Bloque motor

En el interior del bloque motor se encuentran los cuatro inyectores, cuatro cilindros y el cigüeñal, partes respectivamente señaladas en una de las 4 zonas del bloque como 1, 2 y 3 en la Figura 18. Los inyectores tienen la función de inyectar el combustible en el cilindro. El elemento del cigüeñal se encarga de reproducir el proceso de combustión a través del cual se obtiene el trabajo aprovechable. Físicamente el movimiento vertical del pistón es el que empuja al cigüeñal a través de las bielas y es lo que posteriormente se convierte en la energía que mueve el vehículo.

En el modelo es necesario establecer, entre otras variables, el perfil de inyección, la geometría del inyector y del cilindro, la velocidad y el tipo del motor (2 tiempos o 4 tiempos).

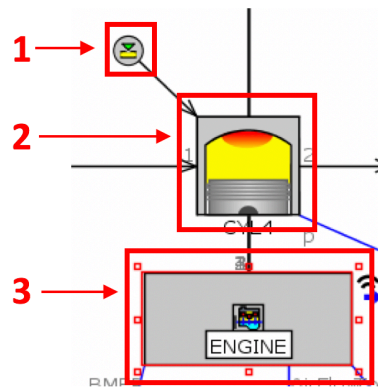


Figura 18. Conjunto inyector, cilindro y cigüeñal en el modelo.

## 9. Colector de escape

Una vez salen gases del cilindro por cuatro conductos distintos, éstos pasan por sus respectivas válvulas de escape, continúan su recorrido por las pipas de escape (encargadas de agrupar los gases en un solo conducto) hasta llegar finalmente a la turbina. En concreto, en este proyecto se estudian diferentes tipos de aislamiento sobre las pipas de escape para ver su efecto sobre la temperatura de entrada al post-tratamiento. Al igual que el colector de admisión, este colector en un principio se simula como un conjunto de tuberías con paredes de aluminio sobre las cuales se estudian distintas capas de aislamiento.

## 10. Turbina

La turbina está diseñada para aprovechar la velocidad de salida de los gases de combustión, siendo capaz de expandir estos gases para convertir su energía cinética en energía mecánica rotacional, capaz de mover el eje que conecta la turbina al compresor. El conjunto turbina, eje y compresor se denomina turbogruppo y está señalado como 1 en la Figura 19.

Para optimizar la energía de los gases de escape en este motor se emplea una Turbina de Geometría Variable (TGV). De este modo, la geometría del estator de la turbina es variable, pudiendo expandir más o menos los gases para poder mantener constante la presión del colector de admisión a lo largo de todos los estudios. En los ensayos, la ECU (Unidad de Control Electrónico) se encarga de modificar la geometría de la turbina según la presión exigida en la línea de admisión.

Así pues, en el modelo, la apertura o cierre de la TGV se controla a través de un sensor de presión, un controlador y un actuador, señalados en la Figura 19 como 2, 3 y 4, respectivamente. El sensor de presión (2) se encarga de medir la presión media en la línea de admisión. Este sensor transmite el valor de la presión a un controlador, que determina la posición de la turbina en función de la presión exigida. Por último, el actuador es el encargado de actuar sobre la posición del elemento turbina.

Asimismo, al igual que en las pipas de escape, en este proyecto también se investiga el efecto del aislamiento de la turbina. En el modelo, el material de las paredes de la turbina se establece a través de dos tuberías, una a la entrada (5) y otra a la salida (6) de turbina. En concreto, en este modelo, se parte de una turbina con paredes de acero inoxidable a la cual se le añaden diferentes capas de aislamiento para ver su efecto sobre la temperatura.

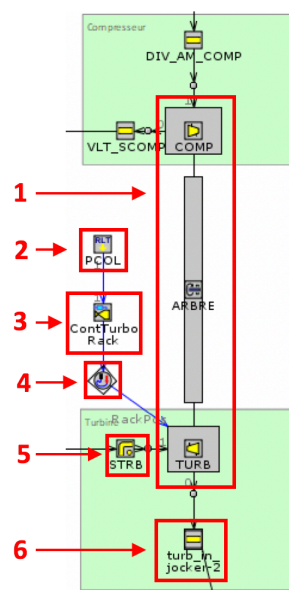


Figura 19. Turbogruppo y componentes de la TGV.

### 11. Sistema de post-tratamiento (EATS)

Los sistemas de post-tratamiento presentes en este motor (DOC y el conjunto SCR-DPF) se simulan a través de un PID capaz de alcanzar las condiciones equivalentes de los EATS experimentales. Así, el PID es un controlador que permite controlar un sistema en lazo cerrado que se retroalimenta con la señal de entrada para alcanzar el valor deseado a la salida. Esto se consigue a través de dos coeficientes de descarga cuyo valor depende de la presión media de salida de turbina. Los coeficientes de descarga son *Forward Discharge Coefficient* y *Reverse Discharge Coefficient*.

En el modelo existe un sensor encargado de medir la presión a la salida de turbina y proporcionar la señal de entrada al PID, el cual determina los coeficientes de descarga y a través de actuadores se transmite la información a línea de trabajo.

### 12. Sistema de recirculación de gases de baja presión (LP-EGR)

Una vez los gases de escape atraviesan los sistemas de post-tratamiento, parte de ellos son recirculados al sistema de admisión para ser introducidos en el compresor. Es por esta razón

que existe una válvula de control de EGR (Fig. 20-1) capaz de controlar la cantidad de gases de escape que serán recirculados a la admisión. Esta válvula funciona igual que la válvula de contrapresión presente en el conducto previo al compresor a través de un controlador (Fig. 20-2).

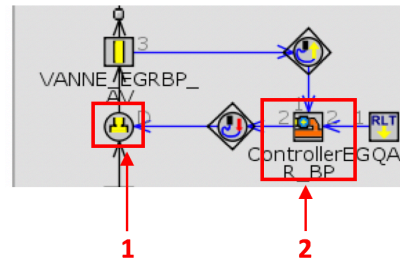


Figura 20. Sistema de la válvula de control de EGR en el modelo.

### 13. Ambiente

La otra vía que pueden seguir los gases de escape una vez atravesados los sistemas de post-tratamiento es el exterior. Este elemento simula al igual que en la admisión las condiciones normales a las que se encuentra el entorno del motor.

## 5.2. Metodología

En este Trabajo de Fin de Grado se han realizado simulaciones a distintas velocidades y cargas para estudiar el comportamiento del funcionamiento del motor ante diferentes condiciones de aislamiento térmico.

Tabla 6. Identificación de los puntos de funcionamiento simulados.

Punto	Velocidad [rpm]	Carga [bar]
BAJA CARGA		
A	1250	3
B	2000	6
C	3000	2
PLENA CARGA		
D	2000	20
E	2500	20
F	3000	20
TIP-IN		
I	3000	2
II	3000	10
III	3000	20

En primer lugar, se realizaron pruebas en régimen estacionario. Como se especifica en la Tabla 6, se ejecutaron tres puntos de funcionamiento con el motor a baja carga (#A, #B y #C) y, a continuación, tres puntos a plena carga (#D, #E y #F). Una vez obtenidos los resultados y conclusiones en estado estacionario, se procedió a analizar el comportamiento del modelo en estado transitorio por medio de la aplicación del concepto *Tip-in* a los tres puntos de estudio. En concreto, se escogieron las condiciones de los puntos #C y #F, ya estudiados en estacionario

a la misma velocidad, y además, otro punto con una carga intermedia entre ambos. Todos los puntos de estudio están recogidos en la Tabla 6; la calibración del modelo del motor en régimen estacionario y transitorio está expuesta, respectivamente, en los apartados 1 y 2 de los anexos de esta memoria.

- **Verificación del modelo del motor**

Antes de realizar las simulaciones previstas sobre el modelo en GT-POWER, se verificó la fiabilidad del modelo de motor empleado. Para ello, se realizó una comparación entre los resultados medidos experimentalmente y los obtenidos en las simulaciones del modelo para los seis puntos de funcionamiento en régimen estacionario planteados.

Operating points:

— Experimental  
— Model

#A 1250 rpm, 3 bar      #D 3000 rpm, 20 bar  
#B 2000 rpm, 6 bar    #E 2500 rpm, 20 bar  
#C 3000 rpm, 2 bar    #F 2000 rpm, 20 bar

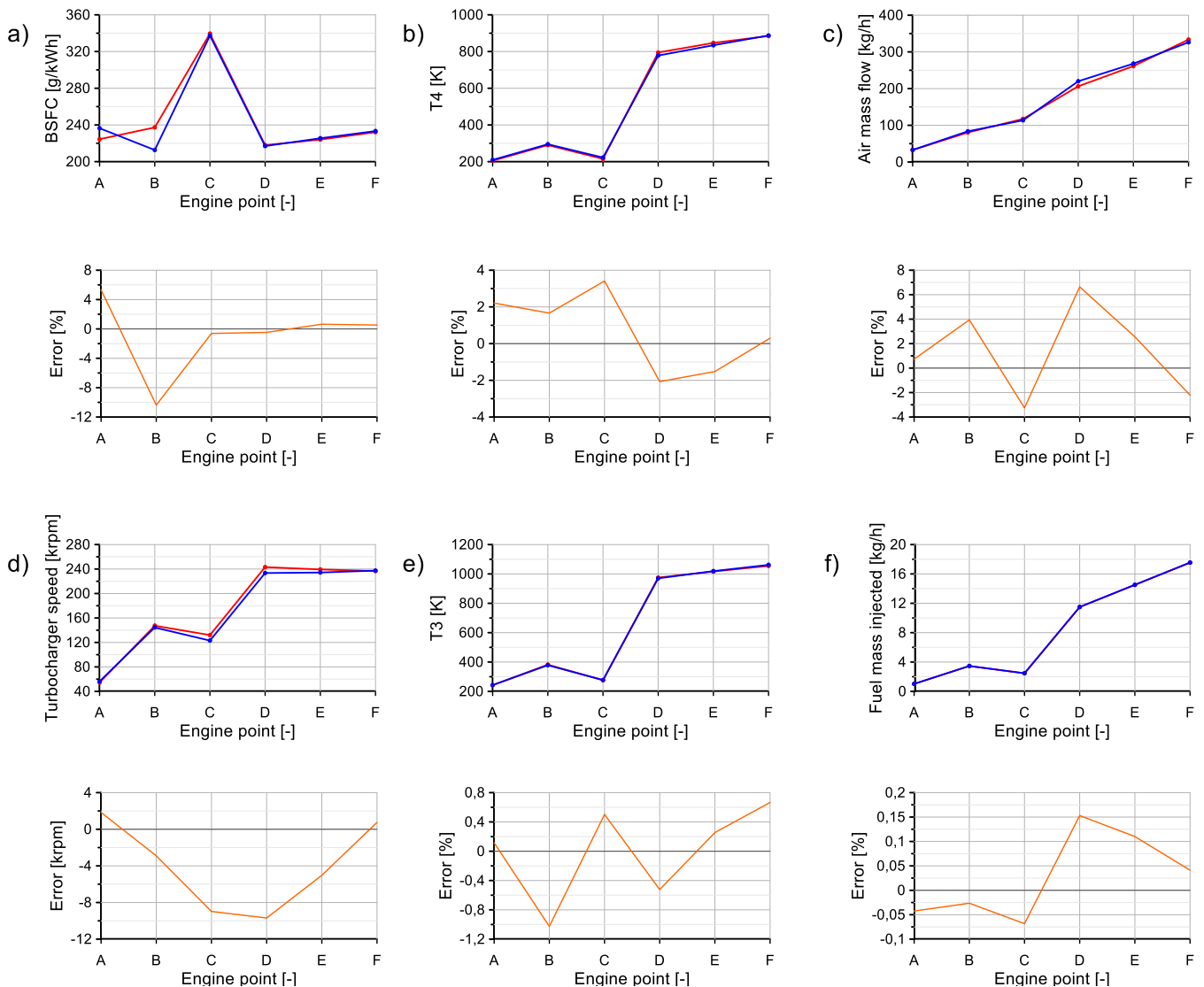


Figura 21. Comparación resultados obtenidos en el modelado y experimentalmente para los puntos de baja carga y plena carga.

En la Figura 21 se muestra la comparación entre valores experimentales y modelados correspondientes a diversos parámetros junto con su error. Los parámetros considerados en la Figura 21 son los siguientes: consumo de combustible (BSFC; Fig. 21a), temperatura a la salida de turbina (T4; Fig. 21b), flujo másico de aire (Fig. 21c), velocidad del turbocompresor (Fig. 21d), temperatura a la entrada de turbina (T3; Fig. 21e) y masa inyectada de combustible (Fig. 21f). En esta figura se puede apreciar un buen equilibrio entre los datos experimentales y el modelo puesto que el máximo valor de error relativo es del 10% en el punto #B del BSFC, un valor de error no muy elevado que resulta aceptable para emplear el modelo. Además, también hay un error absoluto del 10 krpm en la velocidad del turbocompresor, lo cual demuestra un buen comportamiento del modelo dado el rango de trabajo.

- **Calibración de presiones en el cilindro**

Para obtener un comportamiento preciso de la presión en el interior del cilindro se ha de calibrar correctamente el modelo de combustión. Tal como se indicó en el apartado 2.4.2.2. esto se consigue modificando cuatro atributos presentes en el modelo, a saber: *Entrainment Rate Multiplier (ERM)*, *Ignition Delay Multiplier (IDM)*, *Premixed Combustion Rate Multiplier (PCRM)* y *Diffusion Combustion Rate Multiplier (DCRM)*.

El objetivo del proceso de calibración del modelo de combustión predictivo es encontrar un conjunto de constantes que proporcione la mejor combinación posible a una amplia variedad de puntos de operación. Los rangos típicos de valores para estos atributos son los mostrados en la Tabla 7; a partir de ellos se ha hecho un estudio de la presión en el interior del cilindro.

*Tabla 7. Rangos típicos de los cuatro atributos de la combustión.*

	Minimum	Maximum
Entrainment Rate Multiplier	0.95	2.80
Ignition Delay Multiplier	0.30	1.70
Premixed Combustion Rate Multiplier	0.05	2.50
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0.40	1.40

Así pues, se procedió a estudiar el comportamiento de la presión en el cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal aplicando el valor máximo y mínimo de los atributos considerados y, además se estudió su evolución para observar su parecido con el modelo buscado. En primer lugar, en la Figura 22 se han aplicado los valores límite de los parámetros ERM en (Fig. 22a) e IDM en (Fig. 22b) en un caso de estudio de la presión en el interior del cilindro. En este caso se muestra un comportamiento prácticamente invariable para la aplicación del valor máximo y mínimo de cada uno de los dos parámetros, por lo que se tomará el valor 1 como multiplicador en ambos casos. En la Figura 23 se hace el mismo estudio para los valores límite de PCRM (Fig. 23a) y DCRM (Fig. 23b), en ambos casos se distingue un comportamiento más cercano al del modelo en el caso de emplear el valor mínimo del coeficiente. Por último, en la Figura 24 se combinan los valores límite de PCRM y DCRM y se confirma que la aplicación del mínimo multiplicador en ambos casos da lugar a un comportamiento más cercano al modelo.

En este contexto, la Figura 25 compara los resultados de presión experimental y modelada en el interior del cilindro a lo largo de toda la carrera del cigüeñal para los seis puntos de estudio de

este proyecto a baja y plena carga. En estos resultados también se puede observar, con ayuda de los *insertos*, el equilibrio entre resultados experimentales y modelados.

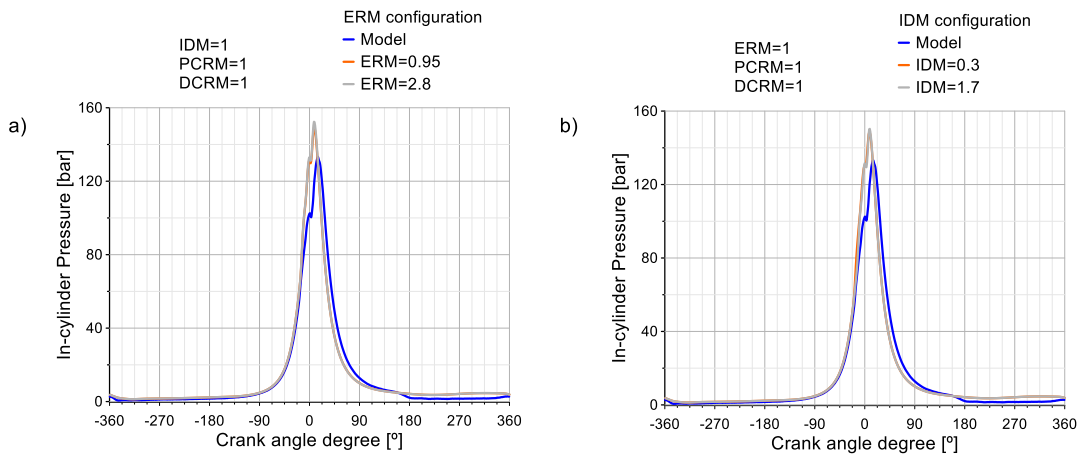


Figura 22. Presión en el interior del cilindro aplicando los valores límite de ERM (a) e IDM (b).

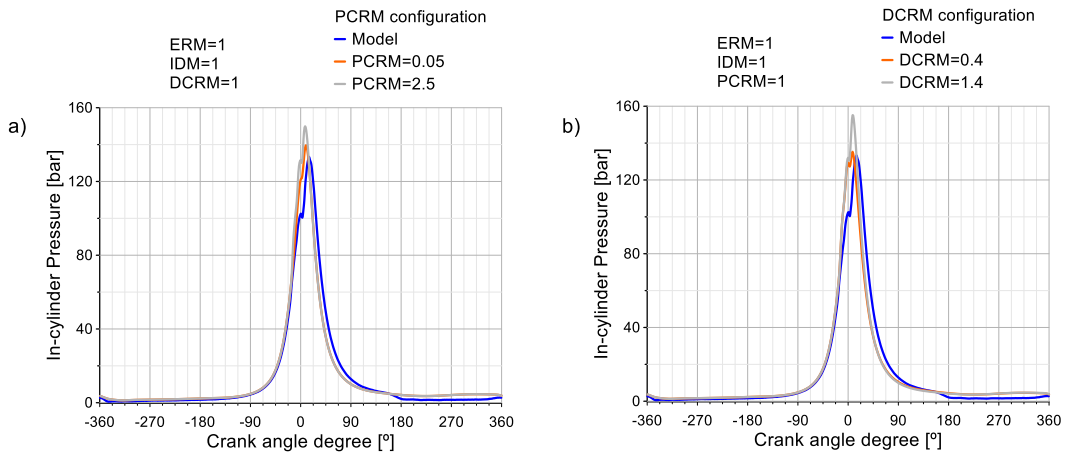


Figura 23. Presión en el interior del cilindro aplicando los valores límite de PCRM (a) y DCRM (b).

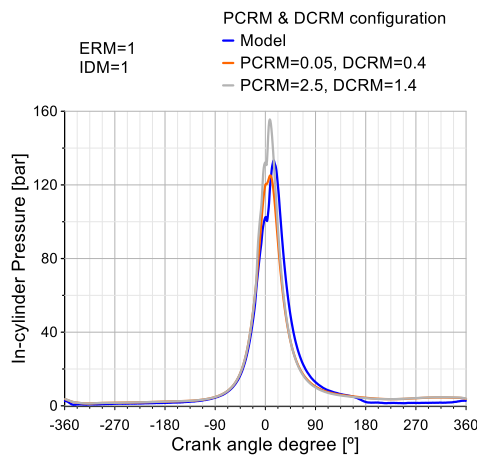
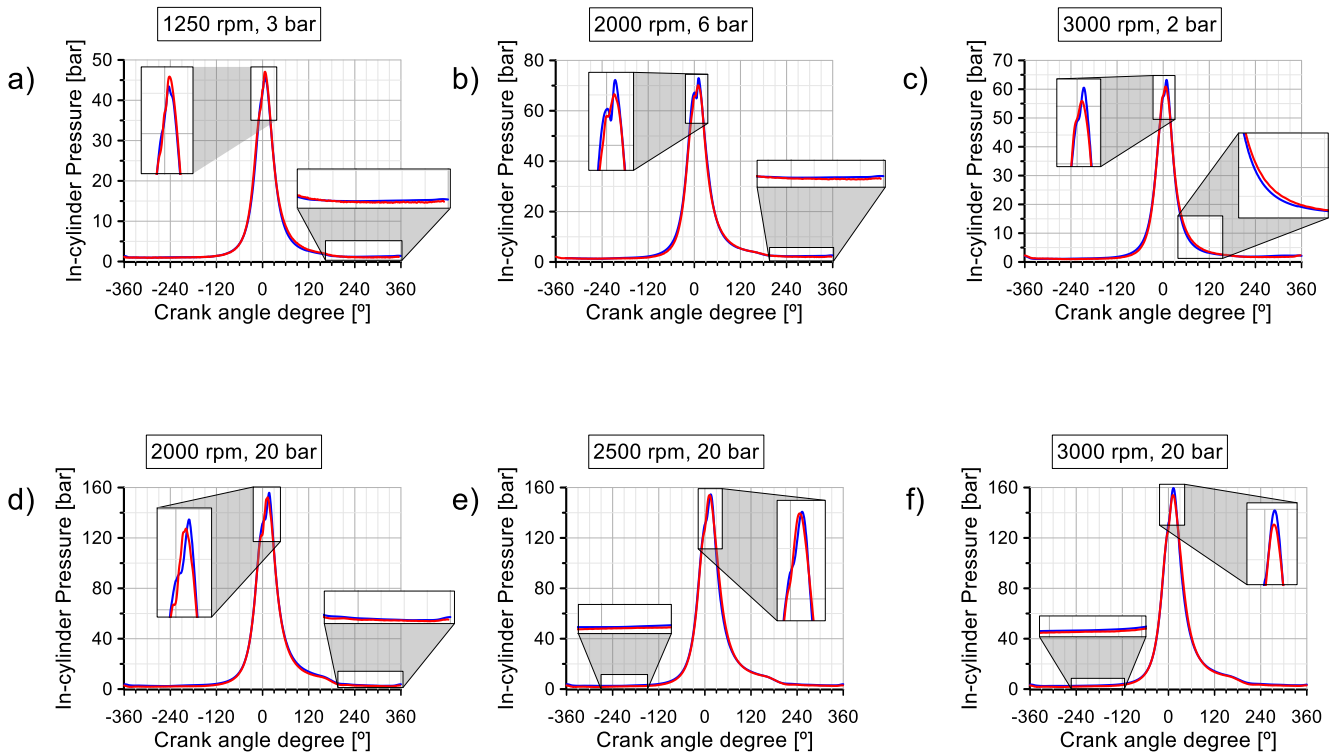


Figura 24. Presión en el interior del cilindro aplicando conjuntamente los valores límite de PCRM y DCRM.

— Model  
— Experimental



**Figura 25.** Comparación de la presión en el interior del cilindro de los resultados obtenidos experimentalmente y en el modelado para los puntos de baja y plena carga.

- **Evolución de la temperatura en la línea de escape**

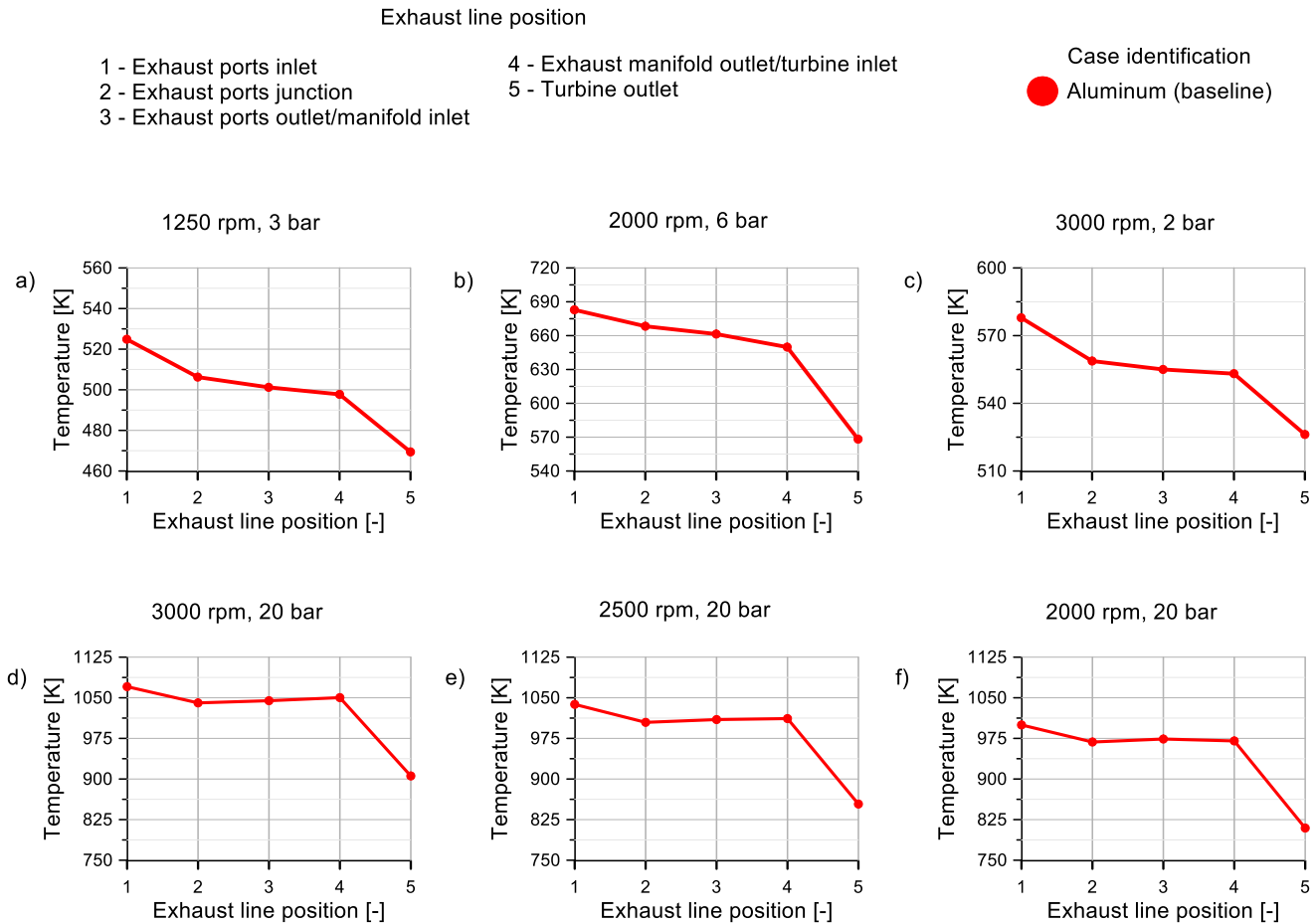
A continuación, se evaluó la variación de temperatura a lo largo de la línea de escape del modelo inicial. Se usaron los seis casos de estudio reflejados en la Tabla 6 para identificar en qué zonas hay más pérdidas de temperatura. Así, en la Figura 26 se muestra la variación de temperatura de la masa de gas a lo largo de cinco puntos de la línea de escape, empezando por las pipas de escape (puntos 1 a 3), pasando por el colector (puntos 3 y 4) y, por último, la turbina (puntos 4 y 5). De esta forma, observando la evolución de la temperatura en todos los casos planteados, se deduce que:

- En la primera sección de las pipas de escape (puntos 1 y 2) existe una pérdida acentuada de la temperatura.
- En el último tramo de las pipas de escape y el colector (puntos 2 a 4) existe una caída bastante suave de la temperatura.
- En la turbina (puntos 4 y 5) se presenta otra caída importante de la temperatura.

Dado este comportamiento, los estudios paramétricos están centrados en la mejora de la eficiencia de los sistemas de post-tratamiento a través de una mayor temperatura a la entrada de éstos; al mismo tiempo, se busca disminuir el consumo de combustible y la mejora de otros parámetros del motor. Por tanto, estos estudios se han basado en disminuir la pérdida de



temperatura en pipas de escape (puntos 1 y 2) y en turbina (puntos 4 y 5) a través de diversas estrategias de aislamiento.



**Figura 26.** Variación de la temperatura a través de la línea de escape para la configuración base del modelo en todos los puntos de funcionamiento.

Atendiendo a estas consideraciones, cabe tener en cuenta que la pérdida de calor en las pipas de escape se debe a la refrigeración con agua conforme el gas realiza su trayecto hasta el colector de escape. Esta refrigeración resulta necesaria puesto que el gas se encuentra a temperaturas muy elevadas dado que acaba de salir de la combustión en el cilindro. Por otro lado, en la turbina, la caída abrupta de temperatura se debe a la expansión del gas para producir energía mecánica, además de la transferencia de calor con el entorno y la actuación de los sistemas de refrigeración y lubricación presente en la carcasa del turbocompresor.

Respecto a la calibración del modelo, en primer lugar se han de considerar los ajustes necesarios para simular el aislamiento térmico en las dos zonas especialmente sensibles a la temperatura; la turbina y el primer tramo de las pipas de escape. Así, en la Figura 27 se pueden ver, en color rojo, los elementos a los que se le añaden las capas de aislamiento y simulan el aislamiento de las pipas de escape. Por otro lado, en color negro, se encuentran los tramos de tubería a los cuales se le aplica el revestimiento determinado simulando el aislamiento de la turbina. Además, las distintas estrategias de aislamiento estudiadas a diferentes velocidades y cargas quedan definidas en la Tabla 8. En este sentido, primero se realizarán las simulaciones en régimen

estacionario y, después, en régimen transitorio con sus correspondientes ajustes sobre el modelo.

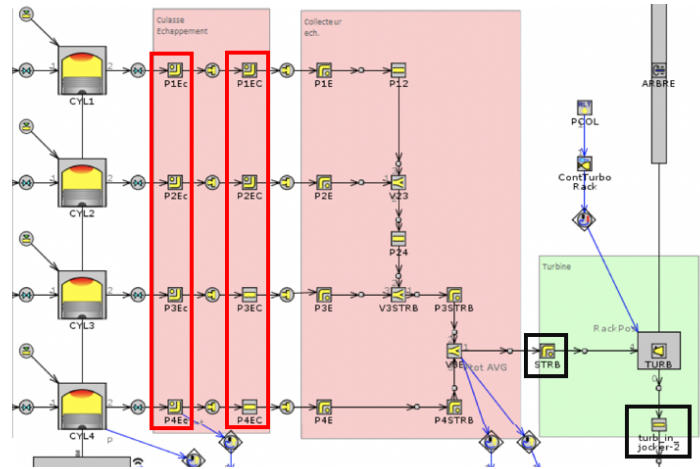


Figura 27. Elementos del modelado en los que se aplicará el revestimiento térmico.

Tabla 8. Especificaciones de las estrategias simuladas.

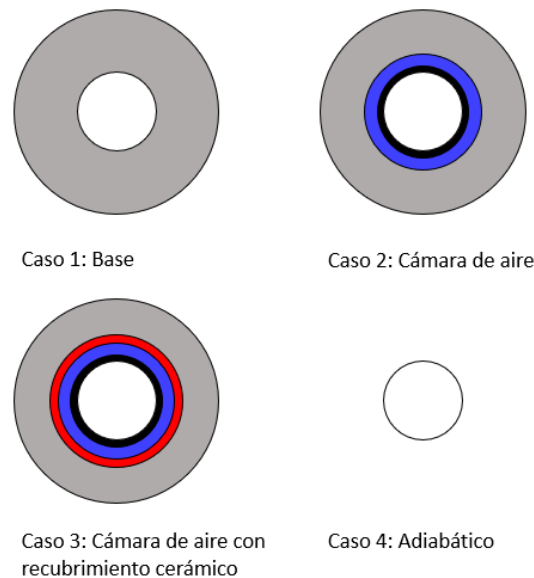
Casos	4 estrategias Pipas de Escape	4 estrategias Turbina	Combinación casos factibles
<b>BAJA CARGA</b>			
1250 rpm, 3 bar	X	X	X
2000 rpm, 6 bar	X	X	X
3000 rpm, 2 bar	X	X	X
<b>PLENA CARGA</b>			
2000 rpm, 20 bar	X	X	X
2500 rpm, 20 bar	X	X	X
3000 rpm, 20 bar	X	X	X
<b>CASOS TIP-IN</b>			
	Estacionario y transitorio		
3000 rpm, 20 bar	-	-	X
3000 rpm, 10 bar	-	-	X
3000 rpm, 2 bar	-	-	X

## 5.3. Discusión de resultados

### 5.3.1. Aislamiento térmico de las pipas de escape

Como se ha comentado, una primera estrategia de estudio consiste en estudiar el efecto del aislamiento térmico en la primera sección del colector de escape, reduciendo de esta forma el intercambio de calor con el entorno e incrementando la temperatura en la línea de escape. Para este estudio se han propuesto 4 casos de aislamiento distintos de configuración de las pipas de escape mostrados en la Figura 28. El Caso #1 se corresponde con el diseño base de aluminio, es decir, ya presente en el modelo y por tanto, sin incluir ninguna capa. El Caso #2 evalúa el efecto de una cámara de aire en el interior de las tuberías, con una capa de acero inoxidable en el interior. Por otro lado. El Caso #3 incluye un revestimiento cerámico entre la cámara de aire y la tubería. Por último, el Caso #4 consiste en un aislamiento térmico a través de la configuración

adiabática de la tubería. Así pues, en la Tabla 9 se observan las propiedades de los materiales empleados en estas estrategias y el espesor de cada capa en la Tabla 10.



**Figura 28.** Representación de los casos de aislamiento térmico en las pipas de escape.

**Tabla 9.** Propiedades térmicas de los materiales en las pipas de escape.

Material	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Conductividad térmica [W/m K]	Calor específico [J/kg K]	Emisividad [-]
Acero inoxidable	7900	25.4	611	0.85
Cerámica	32	0.038	0.84	0.75
Aire	1.1614	0.0667	1141	0.85
Aluminio	2700	204	240	0.8

**Tabla 10.** Espesor de las distintas estrategias de aislamiento de las pipas de escape.




Caso	Espesor			
	Acero inoxidable	Aire	Cerámica	Aluminio
1 (base)	0	0	0	15
2	3	2	0	10
3	3	2	1	9
4	Adiabático			




El aislamiento térmico de la primera parte de las pipas de escape provoca una disminución de las pérdidas de calor, lo cual hace que la temperatura a la entrada de turbina ( $T_3$ ) se incremente. El aumento de  $T_3$  provoca un aumento de la velocidad del gas, lo que lleva a la apertura de la turbina de geometría variable (TGV). Así pues, la apertura de la TGV provoca la disminución de la fuerza que ejercen los gases sobre la turbina al disminuir su velocidad (mayor sección de paso de gases) para poder mantener constante la presión del colector de admisión a lo largo de todos los estudios, tal como se ha comentado anteriormente al explicar su funcionamiento.

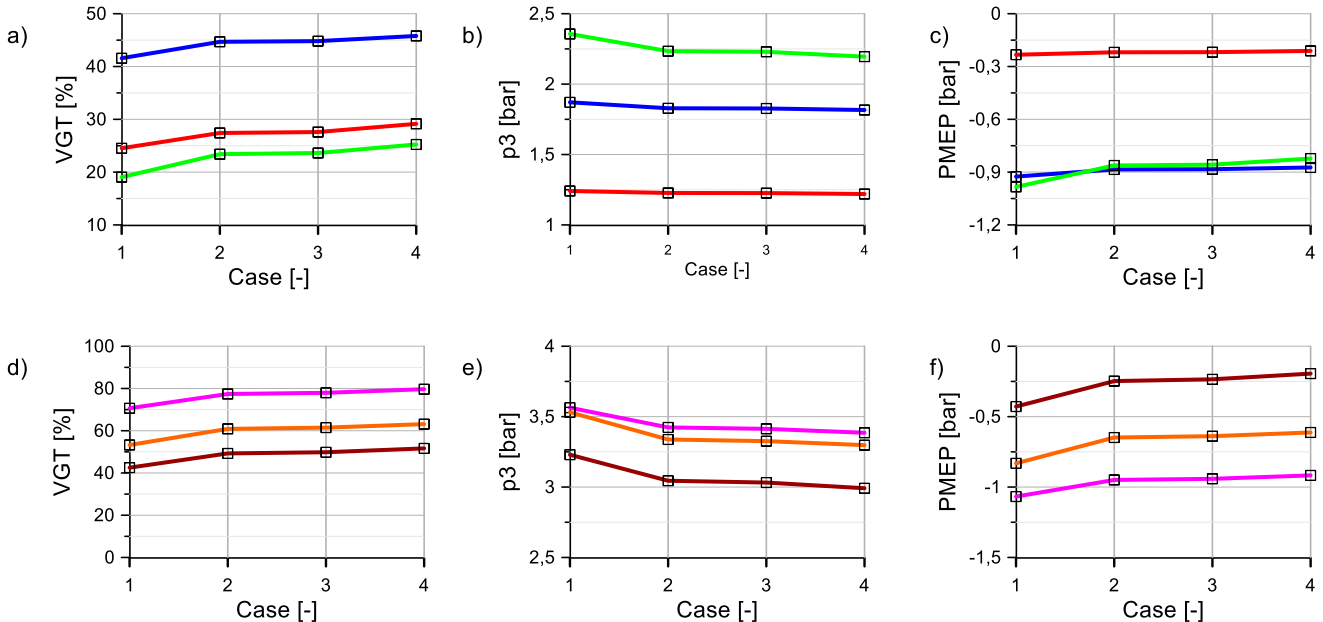
Como se puede observar en la Fig.29a y Fig.29f, en las tres estrategias de aislamiento (Casos #2, #3 y #4) aplicadas a baja y plena carga, efectivamente aumenta el porcentaje de apertura de la TGV. En efecto, considerando como 0% la TGV totalmente cerrada y 100% la TGV totalmente abierta, se observa que, a baja carga (Fig. 29a), la máxima apertura de la TGV será del 45% y, a plena carga (Fig. 29f), la TGV se abrirá hasta el 80%; ambos máximos de la apertura de la TGV se dan en el Caso #4 (adiabático), donde el incremento de temperatura ha de ser mayor. Además, un aumento de la temperatura previa a la turbina (T3) produce un aumento de velocidad de los gases que, al mismo tiempo provoca una caída de la presión a la entrada de turbina ( $p_3$ ). Esto se aprecia en las Figs. 29b y 29e, donde la  $p_3$  puede llegar a 1,25 bar en baja carga (Fig. 29b) y 3 bar a plena carga (Fig. 29e). A su vez, una disminución de  $p_3$  lleva a una disminución de las pérdidas por bombeo (PMEP), puesto que disminuye la fuerza que requiere el motor para aspirar el aire a la admisión y expulsar el de escape. Tal como se muestra en las Figs. 29c y 29f, conforme disminuye  $p_3$ , PMEP está más cercano al valor cero; así, a baja carga (Fig. 29c) se puede llegar a alcanzar -0,3 bar de PMEP y a plena carga (Fig. 29f) -0,25 bar de PMEP. También se puede apreciar en todas las gráficas de la Figura 29 que los casos sobre los que se han aplicado las estrategias de aislamiento (#2, #3 y #4) tienen valores similares de estos tres parámetros en comparación con el caso base, el cual presenta una mayor desviación.

Case identification:

- 1 - Aluminum (baseline)
- 2 - Air chamber
- 3 - Air + ceramic
- 4 - Adiabatic

-  1250 rpm, 3 bar
-  3000 rpm, 2 bar
-  2000 rpm, 6 bar

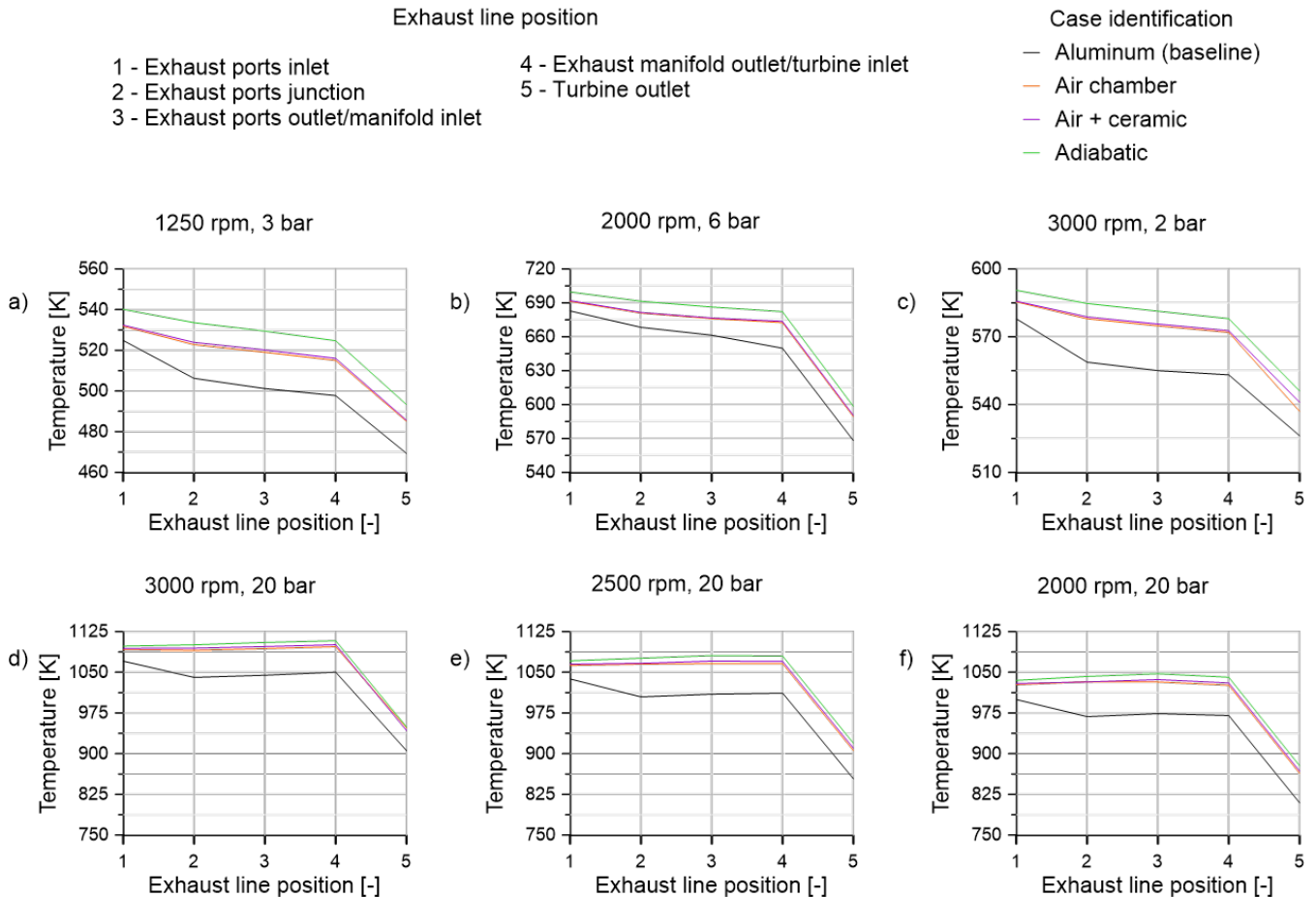
-  3000 rpm, 20 bar
-  2500 rpm, 20 bar
-  2000 rpm, 20 bar



**Figura 29.** Posición de la TGV, presión a la entrada de turbina y PMEP para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico en las pipas de escape.

Seguidamente en la Figura 30 se representa la evolución de la temperatura a lo largo de línea de escape tras aplicar las tres estrategias de aislamiento tomadas en las pipas de escape en los seis puntos de funcionamiento del motor (equivalentemente a la Fig. 26 donde sólo se representa el caso base). A partir de la Figura 30 se puede concluir que en los casos con

aislamiento térmico la evolución de la temperatura es más alta con respecto al caso base a lo largo de toda la línea de escape. Cabe destacar que el caso adiabático es el que tiene una temperatura más alta en todos los puntos de operación al representar el límite teórico, obteniendo un incremento de 10K respecto a los otros dos casos aislados. Además, se puede ver poca variación en el hecho de tener o no un recubrimiento cerámico adicional en la cámara de aire, puesto que la evolución de temperatura en ambos casos es muy similar. Por tanto, en un principio se considera factible el recubrimiento simplemente con cámara de aire.



**Figura 30.** Variación de la temperatura a través de la línea de escape para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico en las pipas de escape.

Por último, en la Figura 31 se presenta la variación de temperatura a la salida de turbina ( $T_4$ ) y el consumo de combustible (BSFC) en los estudios paramétricos de aislamiento térmico realizados en comparación con el caso base. Para obtener los valores de incremento obtenidos en la Figura 31 se emplean las ecuaciones mostradas a continuación:

**Ecuación 5.** Incremento de  $T_4$  entre caso base y aislado.

$$\Delta T_4 [K] = T_{4case\#i} - T_{4baseline}$$

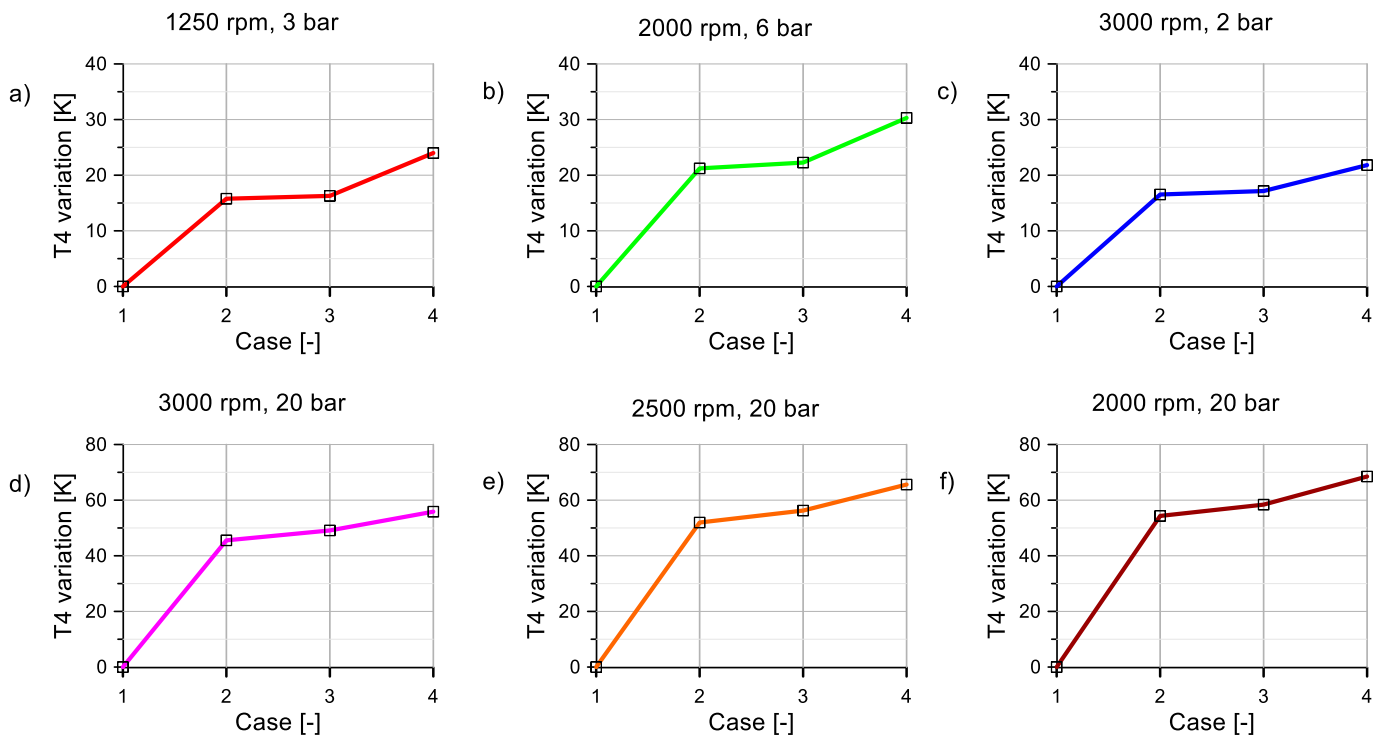
**Ecuación 6.** Incremento del consumo de combustible entre caso base y aislado.

$$\Delta BSFC [\%] = \frac{BSFC_{case\#i} - BSFC_{baseline}}{BSFC_{baseline}} \times 100$$

Respecto a la variación de la T4, en la Figura 31, se muestra el incremento de temperatura obtenido tras aplicar la ecuación (5) en todos los casos con aislamiento térmico (#2 y #3) y el caso adiabático (#4) respecto al caso base (#1). Este incremento de temperatura se debe a que los materiales que conforman los aislamientos tienen una conductividad térmica mucho más baja que el aluminio puro empleado en el Caso #1, tal como se muestra en la Tabla 9 de propiedades de los materiales. Asimismo, los Casos #2 y #3 representan dos configuraciones realistas y factibles y, por otro lado, el Caso #4 representa la configuración adiabática (ausencia de intercambio de calor con la pared de la turbina). Por tanto, el Caso #4, que representa el límite teórico de los posibles aislamientos y resulta ser la estrategia que presenta mayor incremento de temperatura, llegando a alcanzar 30 K de incremento en los casos a baja carga (Figs. 31 a-c) y 70 K en plena carga (Figs. 31 d-f). Así pues, prestando especial atención en la Figura 31 a los Casos #2 y #3, se puede concluir que añadir un capa cerámica de 1 mm entre la cámara de aire y la tubería no aporta apenas incremento de temperatura puesto que existe un incremento de temperatura prácticamente despreciable del Caso #3 al #2. Esto se debe a que las propiedades de aislamiento del aire son mucho mejores que las de la cerámica, por lo que su efecto apenas se distingue. Las propiedades del aire y la cerámica empleada se muestran también en la Tabla 9.

Case identification:

- 1 - Aluminum (baseline)
- 2 - Air chamber
- 3 - Air + ceramic
- 4 - Adiabatic

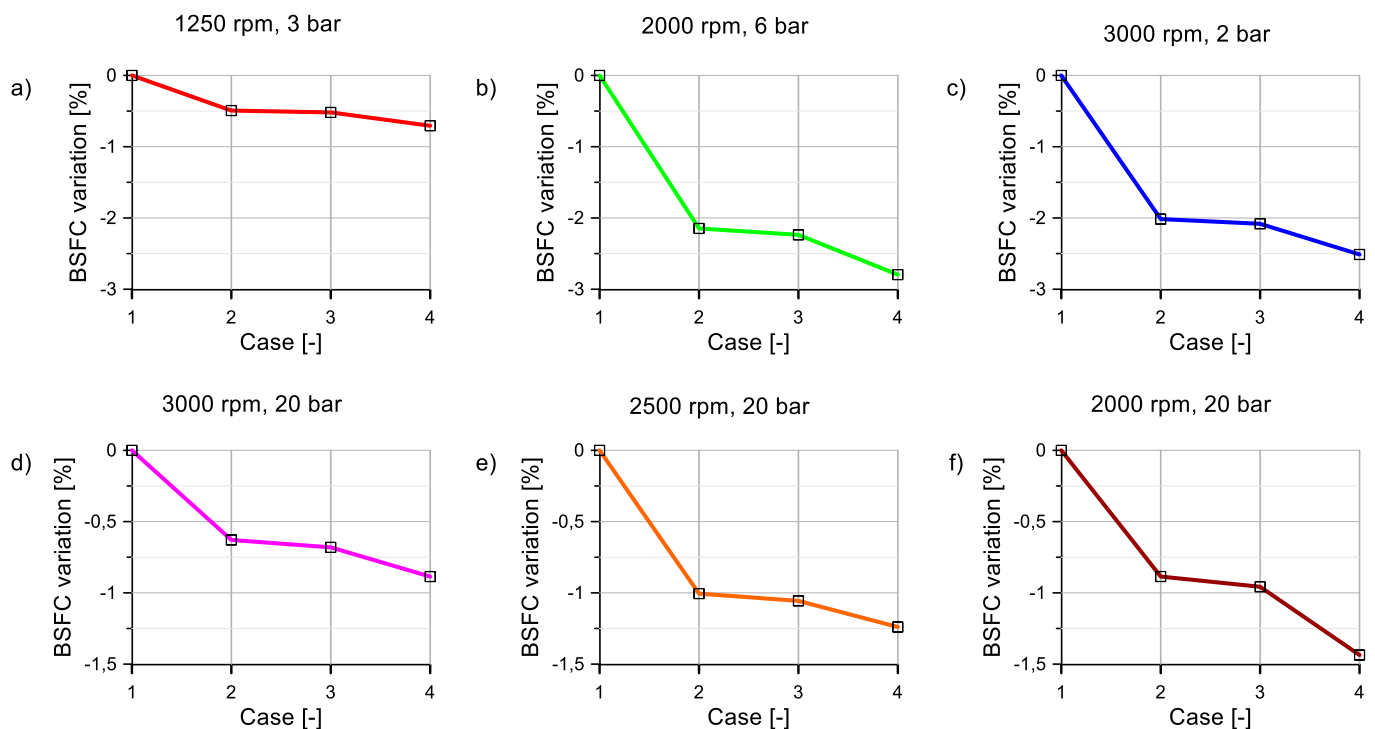


**Figura 31.** Variación de la temperatura de entrada al post-tratamiento para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de las pipas de escape.

Por otro lado, el aislamiento térmico, además de incrementar la temperatura, conduce a una reducción del consumo de combustible (BSFC), tal como se muestra en la Figura 32 una vez se ha aplicado la ecuación 6 ya expuesta. Esta disminución de BSFC surge como consecuencia del incremento de temperatura, unas pérdidas de bombeo más cercanas a cero y la disminución de presión a la entrada de turbina respecto al caso base, tal como se ha visto en la Figura 29. Asimismo, en la Fig. 32 se puede observar que a baja carga (Figs. 32 a-c) el consumo de combustible se puede reducir hasta un 3% y, a plena carga (Figs. 32 d-f) un 1,5 %.

Case identification:

- 1 - Aluminum (baseline)
- 2 - Air chamber
- 3 - Air + ceramic
- 4 - Adiabatic



**Figura 32.** Variación del BSFC para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de las pipas de escape.

### 5.3.2. Aislamiento térmico de la turbina

Como se ha visto en las Figuras 26 y 30, conforme la masa de gas en el escape atraviesa la turbina, pierde mucho calor y existe una caída importante de temperatura. Por ello, la segunda estrategia de aislamiento se centra en minimizar las pérdidas de calor en la turbina a través de las cuatro estrategias mostradas en la Tabla 11 y enumerados como Caso #1, #5, #6 y #7. Estas estrategias se llevan a cabo en el modelo de motor aplicando las configuraciones determinadas en los dos elementos de tubería mostrados en la Figura 27 que conforman los elementos de entrada y salida turbina. Así pues, el Caso #1 representa la turbina en su diseño original (base) de acero inoxidable, el Caso #5 corresponde con una reducción del 25% del área de contacto entre la turbina y la carcasa. Con la reducción del área de contacto se persigue disminuir la transmisión de calor, así pues, en el modelo se modificó el parámetro correspondiente al

diámetro de los dos elementos tubería ya mencionados, pasando de un diámetro de 463 mm a 350 mm.

En el Caso #6, a los dos tramos de tubería se les añade un revestimiento cerámico interno de 1 mm de espesor, simulando una turbina con aislamiento térmico. Por último, el Caso #7 representa el caso adiabático, es decir, el caso límite, en el que los dos elementos tubería considerados no tienen transferencia de calor. En la Tabla 12 se muestran los valores de los parámetros de los recubrimientos térmicos requeridos para la calibración en GT-POWER sobre los elementos tubería en cada caso de estudio.

*Tabla 11. Casos de aislamiento térmico de la turbina.*

Caso 1	-	Base
Caso 5	-	Turbina con volumen reducido
Caso 6	-	Turbina con revestimiento cerámico
Caso 7	-	Turbina adiabática

*Tabla 12. Características de las diferentes estrategias aplicadas en la turbina.*

Parámetro	Caso 1	Caso 5	Caso 6	Caso 7
Emisividad [-]	0.85	0.85	0.75	0.85
Espesor [mm]	3	3	1	3
Material [-]	Acero inox.	Acero inox.	Cerámica	Acero inox.
Diámetro [mm]	30	15	30	30

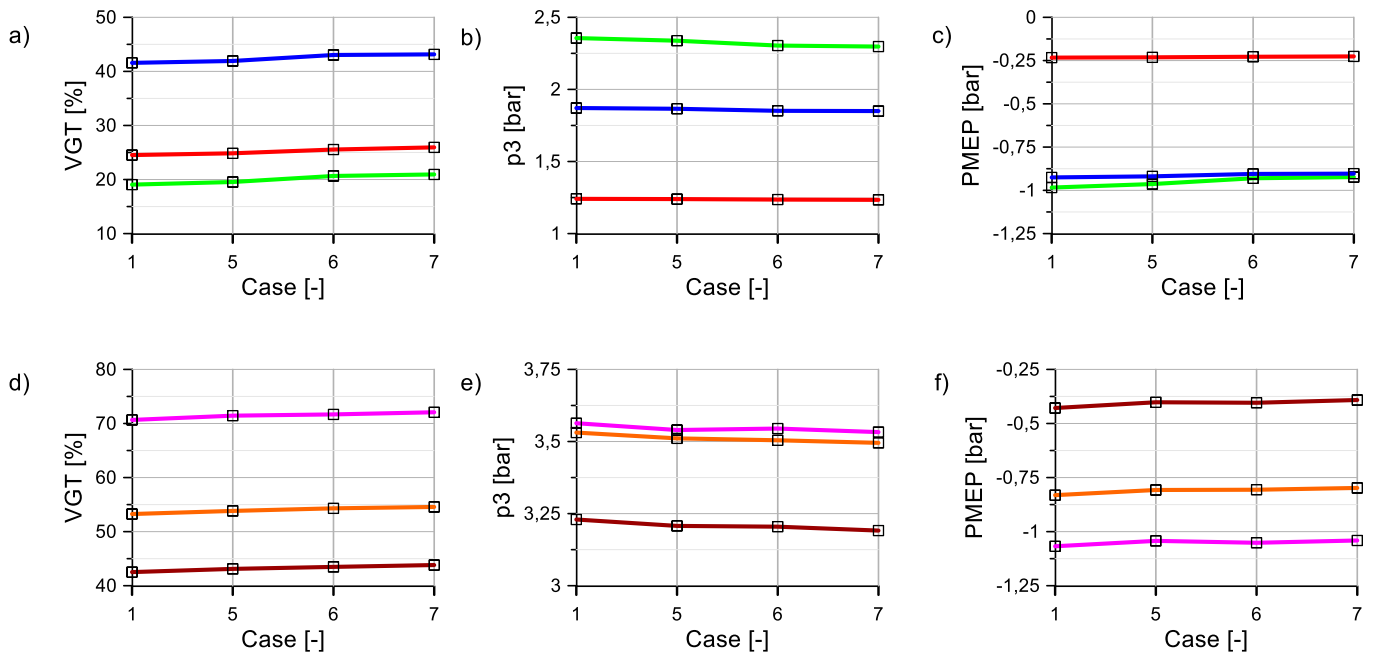
En la Figura 33, se observa como las estrategias de aislamiento térmico provocan la apertura de la TGV, alcanzando un valor de 45% a baja carga (Fig. 33a) y 70% a plena carga (Fig. 33d). Esto se debe al mismo motivo expuesto en el estudio de las pipas de escape: al reducir las pérdidas de calor en la turbina provoca el aumento de temperatura a la entrada de turbina, lo cual produce un incremento de la velocidad de los gases que llevará a que la TGV se abra para disminuir la fuerza de los gases de escape sobre la turbina. Además, este aumento de velocidad debido al incremento de temperatura lleva a una disminución de la presión en la entrada de turbina ( $p_3$ ), tal como se ve en la Figs. 33b y 33e. De esta forma, disminuir  $p_3$  implica una reducción de las pérdidas por bombeo (PMEP) Fig 33c y 33f.

Respecto a los casos aislados, el Caso #7 es el que tiene la TGV más abierta debido a la reducción de las pérdidas de calor, con lo cual se presenta un menor valor de  $p_3$  y PMEP. Así pues, a baja carga se puede alcanzar un valor de TGV de 45% de apertura, una presión de entrada a turbina ( $p_3$ ) reducida a 1,25 bar y un valor mínimo de pérdidas de bombeo (PMEP) de -0,25 bar. A plena carga, la TGV alcanza mayor porcentaje de apertura alcanzando el 70%, la  $p_3$  queda reducida como mínimo a 3,1 bar y la PMEP a -0,4 bar. En general, en todos los casos de la Fig. 33 se puede observar que los valores de los parámetros (TGV,  $p_3$  y PMEP) varían en función de la velocidad y la carga pero no varían significativamente del caso base a un caso de estudio paramétrico de aislamiento. En líneas generales, se puede distinguir claramente en los seis casos de estudio una TGV más cerrada (menor valor) en el Caso #1, lo que conlleva a algo más de  $p_3$  y PMEP en el caso base.



Case identification  
1 - Baseline  
5 - Reduced volume  
6 - Ceramic coating  
7 - Adiabatic

1250 rpm, 3 bar      3000 rpm, 20 bar  
3000 rpm, 2 bar      2500 rpm, 20 bar  
2000 rpm, 6 bar      2000 rpm, 20 bar



**Figura 33.** Posición de la TGV, presión a la entrada de turbina y PMEP para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico en la turbina.

Por último, en las Figuras 34 y 35 se muestran la variación de temperatura a la salida de turbina (T4) y el consumo de combustible (BSFC), respectivamente, de las estrategias de aislamiento (#5, #6, #7) respecto al caso base (#1).

Como ya se ha comentado, el caso adiabático (#7) es el que presenta mayor incremento de temperatura puesto que no existe intercambio de calor, así, a baja carga (Fig. 34 a-c) existe un incremento de T4 de hasta 8-15K y a plena carga (Figs. 35 e-g) de hasta 15-17K. A continuación, el caso factible #6 con revestimiento cerámico, muestra mayor incremento de temperatura que el Caso #5, en el que se ha dismuido el área de contacto, obteniendo entre 6 y 15 K a baja carga carga y 15 K a plena carga, valores bastante cercanos al caso adiabático.

En general, respecto al BSFC, cuanto mayor sea el incremento de T4, más se reducirá el consumo de combustible, con la única excepción del caso a plena carga mostrado en la Fig. 17 e, donde el Caso #5 tiene una disminución de BSFC mayor al Caso #6 a pesar de tener un menor incremento de temperatura; puesto que el rango de valores (-0,1% y -0,15%) es muy pequeño se acepta este comportamiento. Así pues, el Caso #7 es el que presenta menor consumo de combustible obteniendo a baja carga (Fig. 35 a-c) una reducción de hasta el 1,1% y a plena carga (Fig. 35 e-g) una reducción menor de hasta el 0,2%, seguido del Caso #6 con valores ligeramente menores.

Case identification  
1 - Baseline  
5 - Reduced volume  
6 - Ceramic coating  
7 - Adiabatic

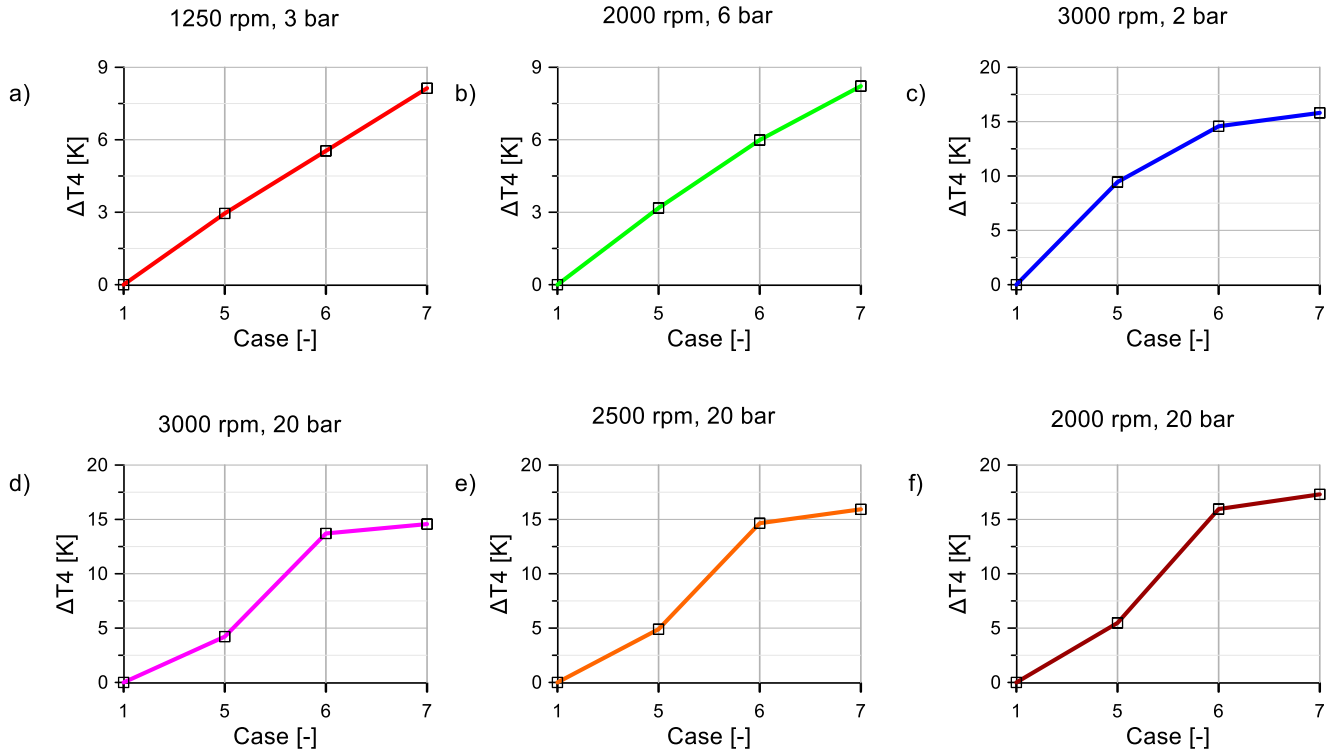


Figura 34. Variación de la temperatura de entrada al post-tratamiento para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de la turbina.

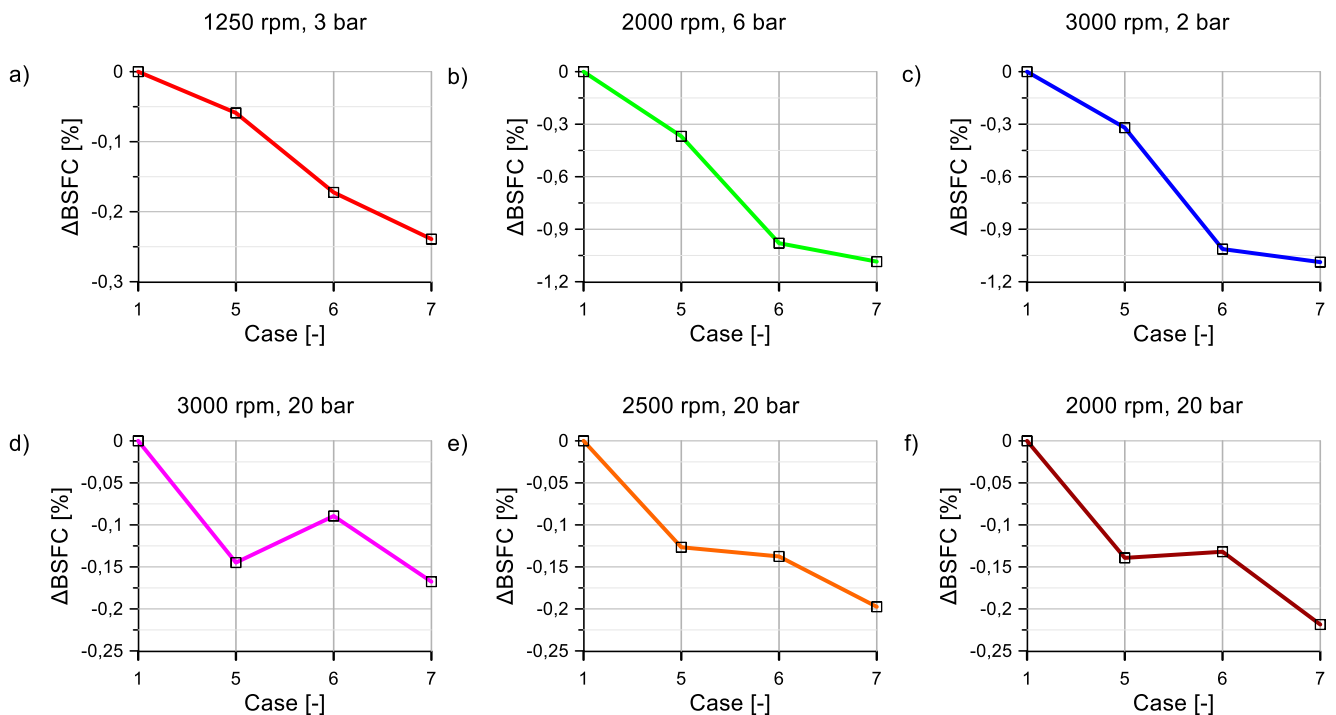








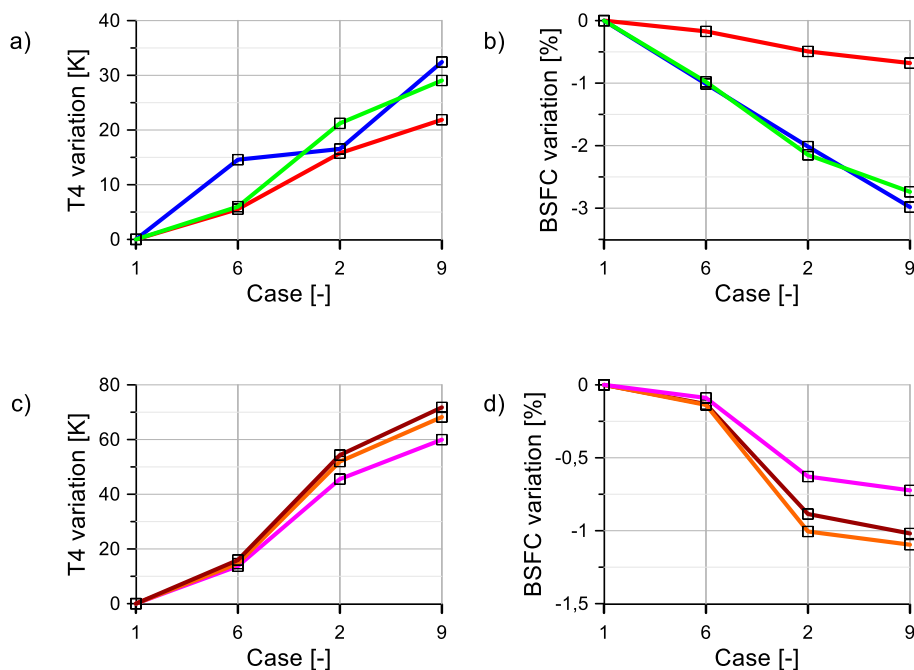
Figura 35. Variación del BSFC para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de la turbina.

### 5.3.3. Combinación aislamiento pipas de escape y turbina

Una vez expuestas estas dos estrategias de aislamiento en las que se ha tratado de forma independiente turbina y pipas de escape, se realiza una tercera estrategia combinando los mejores casos realistas de ambas estrategias. Se consideran como casos realistas aquellos que no sean adiabáticos, puesto que el caso adiabático supone un límite teórico que sirve para estudiar la eficacia de los casos realistas aplicados y ejecutados experimentalmente. Así pues, el caso real más factible es el que tenga un incremento de  $T_4$  más próximo al comportamiento adiabático, es decir, una temperatura más alta. Además se ha de considerar la disminución en el consumo de combustible. Como se especifica en la Tabla 13, en turbina se aplica el revestimiento cerámico (Caso #6) y en pipas de escape se aplica como aislamiento la cámara de aire (Caso #2; puesto que apenas hay diferencia con el Caso #3 en el que se aplica la capa de cerámica); además, se ejecuta el Caso #9, una combinación de ambos aislamientos. Como se puede ver en la Figura 36, la combinación (#9) proporciona efectos positivos respecto a temperatura y ahorro de combustible. De esta forma, en la Fig. 36 se observa que a baja carga se alcanza un incremento de  $T_4$  de hasta 30K (Fig. 36a) y a alta carga de hasta 70K (Fig. 36c). En cuanto al BSFC, el Caso #9 proporciona un menor consumo de combustible respecto a los aislamientos por separado (#6 y #2), alcanzando una disminución del 3% a baja carga (Fig. 36b) y del 1% a plena carga (Fig. 36d). Por otro lado, en la Fig. 36 se observa también que el aislamiento único de las pipas de escape (Caso #2) resulta ser más efectivo que el recubrimiento cerámico de la turbina (Caso #6).

Case identification:

1 - Baseline	 1250 rpm, 3 bar	 3000 rpm, 20 bar
6 - Turbine with ceramic coating	 3000 rpm, 2 bar	 2500 rpm, 20 bar
2 - Exhaust ports with air chamber	 2000 rpm, 6 bar	 2000 rpm, 20 bar
9 - Combination (Case #6 + Case #2)		



**Figura 36.** Variación de la temperatura de entrada al post-tratamiento y el BSFC para los puntos de baja y plena carga en función del aislamiento térmico de la turbina y las pipas de escape.



**Tabla 13.** Casos factibles de aislamiento térmico para pipas de escape y turbina.

Caso 1	-	Base
Caso 6	-	Turbina con revestimiento cerámico
Caso 2	-	Pipas de escape con cámara de aire
Caso 9	-	Combinación Caso 6 y Caso 2

### 5.3.4. Transitorios con configuración Tip-in

Una vez estudiados los parámetros de interés en el modelo en régimen estacionario, se va a proceder a presentar su estudio en régimen transitorio. La necesidad de investigar este régimen surge de la evidencia según la cual el funcionamiento del motor en estado transitorio proporciona una evolución de los parámetros a través del tiempo muy similar a la obtenida durante el ciclo de conducción real del motor (a diferencia del estado estacionario, que simplemente proporciona el valor una vez se ha estabilizado en el tiempo). Además, se ha de considerar que las normativas de emisiones de los motores son evaluadas a medida que el vehículo opera sobre horarios realistas de conducción transitoria, puesto que existen parámetros que varían significativamente con cada ciclo de conducción (Hagena y otros, 2006).

De cara al objetivo de este proyecto, el estudio en régimen transitorio facilita la comprensión de la evolución de la temperatura y otros parámetros a lo largo del tiempo de simulación. Este estudio también sirve para analizar el funcionamiento de los subsistemas del motor que en régimen estacionario están controlados por PIDs (TGV, válvula EGR y de contrapresión). Tal como se explica en el apartado 2.1. del anexo, en estas simulaciones no se tienen en cuenta las conexiones con los controladores ni los PIDs, en este caso se ajusta el comportamiento del transitorio a lo largo del tiempo en cada caso para poder obtener un resultado lo más válido posible.

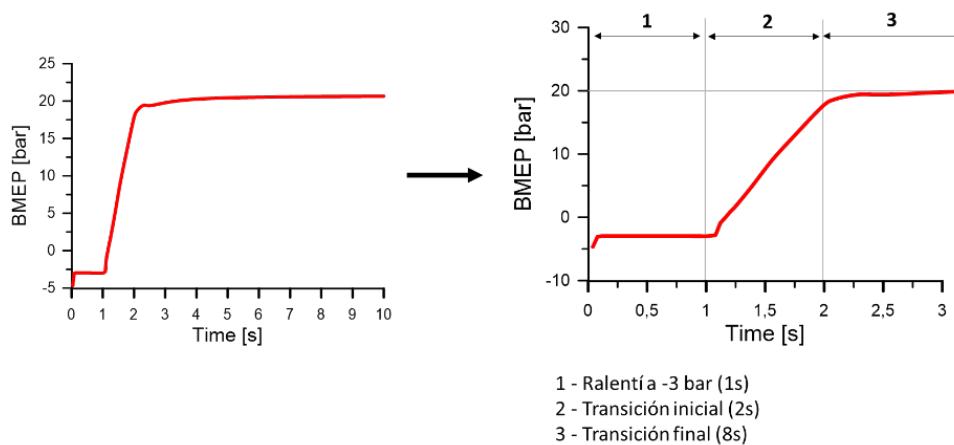
Para poder estudiar la evolución de la temperatura en el motor con el paso del tiempo, se ha de plantear un modelo en régimen transitorio, en este Trabajo de Fin de Grado se ha empleado el método *Tip-in*. Este método se emplea para simular la primera parte de aceleración de un vehículo y consiste en un aumento rápido de la carga del motor a velocidad constante. La carga del motor equivale al par motor que ha de suministrar el motor para vencer las fuerzas que se oponen a su movimiento, en este caso el incremento de carga se muestra a través de la presión media efectiva (BMEP).

Por tanto, tal como se aprecia en la Tabla 14, los *Tip-ins* se han realizado a una velocidad constante de 3000 rpm y diferentes cargas: 20, 10 y 2 bar.

**Tabla 14.** Estrategias en régimen transitorio *Tip-in* simuladas.

Estrategias	CASOS TIP-IN		
	3000 rpm 20 bar	3000 rpm 10 bar	3000 rpm 2 bar
Régimen transitorio			
Combinación Casos Factibles	x	x	x

Con respecto al procedimiento seguido en las simulaciones de los *Tip-ins*, en primer lugar, hay que considerar que durante el primer segundo de la simulación se imponen condiciones de ralentí, donde el motor funciona en arrastre con una BMEP negativa de aproximadamente -3 bares. A continuación, se procede a la aceleración mediante el movimiento del pedal durante 0,2 segundos. Tras esto, se incrementa la carga, es decir, el valor de BMEP aumenta en cada caso hasta obtener muy rápidamente el valor que se pretende y completar los 10 segundos de transitorio. En la Figura 37 se observan las tres fases de los transitorios planteados y en la Figura 42 a-c se muestran los resultados del estudio donde efectivamente existen estas fases. Cabe destacar que durante todo el transitorio la velocidad se mantiene constante y, además, se presta especial atención a que el motor alcance condiciones estacionarias antes y después del incremento de carga, de forma que se obtenga un comportamiento más preciso a la realidad. Este comportamiento se consiguió regulando parámetros como la TGV, la válvula EGR y de contrapresión y la masa de combustible.



*Figura 37. Partes del transitorio con Tip-in en un caso a 3000 rpm y 20 bar.*

De esta forma, este método resulta ser una alternativa para el estudio de la temperatura a la entrada de los sistemas de post-tratamiento mucho más precisa. Así, de la misma forma que en el régimen estacionario, en régimen transitorio se han planteado las mismas estrategias de aislamiento factibles ya mostradas en la Tabla 14, en turbina, pipas de escape y su combinación, prestando especial atención a su evolución a lo largo de los 10 segundos que dura la simulación. Como ya se ha comentado, para obtener un transitorio rápido y con una evolución lo más suave posible al valor de carga esperado, se hicieron diversas pruebas variando los valores de la masa, TGV y diámetro de válvula EGR y contrapresión hasta obtener el resultado. Las tablas 15, 16 y 17 muestran los resultados finales de estos valores.

En las tablas se diferencian claramente las tres zonas del transitorio ya mencionadas en la Figura 37:

- i. Ralentí: durante el primer segundo todos los parámetros serán constantes en las cuatro estrategias tomadas de cada caso puesto que las condiciones de ralentí han de ser constante en todos los casos.
- ii. Transición inicial: dura aproximadamente 1 segundo y se procede a acelerar en 0,2 segundos e incrementar la masa de combustible progresivamente en ese tiempo.

- iii. Transición final: ajuste de valores para obtener finalmente el valor requerido en estacionario.

En la tercera zona del transitorio se imponen los valores obtenidos durante las simulaciones en régimen estacionario, puesto que en estas simulaciones los valores de TGV, EGR y contrapresión están controlados por PIDs. Por tanto, una vez terminada la simulación en estado estacionario, se recogen los valores de los parámetros requeridos y se imponen en los transitorios establecidos a partir de los 1,2 segundos (tras el ralentí y la aceleración requeridos en el método *Tip-in* empleado). Así, la evolución del transitorio a lo largo del tiempo tenderá a los resultados obtenidos en estacionario.

**Tabla 15.** Valores en transitorio de inyección de la masa, apertura de TGV y diámetro de apertura de la válvula de contrapresión y EGR en las cuatro estrategias factibles a 3000 rpm y 2 bar.

3000 rpm, 2 bar

#### Baseline

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23	31,5	34,26
1	2,5	23	31,5	34,26
1,2	3,37	41,69	32	34,44
2	6,847	41,69	32	34,44
2,3	6,847	41,69	32	34,44
10	6,847	41,69	32	34,44

#### Exhaust ports insulation

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23,8	31,5	31,5
1	2,5	23,8	31,5	31,5
1,2	3,37	45	32	34,45
2	6,847	45	32	34,45
2,3	6,847	45	32	34,45
10	6,847	45	32	34,45

#### Turbine insulation

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23	31,5	34,26
1	2,5	23	31,5	34,26
1,2	3,37	43,38	32	34,45
2	6,847	43,38	32	34,45
2,3	6,847	43,38	32	34,45
10	6,847	43,38	32	34,45

#### Combination exhaust ports and turbine insulation

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	24	31,5	34,26
1	2,5	24	31,5	34,26
1,2	3,37	45,68	32	34,46
2	6,847	45,68	32	34,46
2,3	6,847	45,68	32	34,46
10	6,847	45,68	32	34,46

**Tabla 16.** Valores en transitorio de inyección de la masa, apertura de TGV y diámetro de apertura de la válvula de contrapresión y EGR en las cuatro estrategias factibles a 3000 rpm y 10 bar

**3000 rpm, 10 bar**

**Baseline**

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23	31,5	34,26
1	2,5	23	31,5	34,26
1,2	6,8	0	31,47	38,62
2	24	41,45	31,47	38,62
2,3	24	57,42	31,47	38,62
10	24	57,42	31,47	38,62

**Exhaust ports insulation**

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23,8	31,5	34,26
1	2,5	23,8	31,5	34,26
1,2	6,8	0	31,44	38,63
2	24	43,93	31,44	38,63
2,3	24	60,41	31,44	38,63
10	24	60,41	31,44	38,63

**Turbine insulation**

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23	31,5	34,26
1	2,5	23	31,5	34,26
1,2	6,8	0	31,43	38,63
2	24	42,85	31,43	38,63
2,3	24	58,92	31,43	38,63
10	24	58,92	31,43	38,63

**Combination exhaust ports and turbine insulation**

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	24	31,5	34,26
1	2,5	24	31,5	34,26
1,2	6,8	0	31,44	38,63
2	24	44,94	31,44	38,63
2,3	24	61,79	31,44	38,63
10	24	61,79	31,44	38,63

**Tabla 17.** Valores en transitorio de inyección de la masa, apertura de TGV y diámetro de apertura de la válvula de contrapresión y EGR en las cuatro estrategias factibles a 3000 rpm y 20 bar.

**3000 rpm, 20 bar**

**Baseline**

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23	31,5	34,26
1	2,5	23	31,5	34,26
1,2	11,74	0	10,259	60
2	48,7109	51,39	10,259	60
2,3	48,7109	70,66	10,259	60
10	48,7109	70,66	10,259	60

**Exhaust ports insulation**

Time [s]	Time [s]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23,8	31,5	34,26
1	2,5	23,8	31,5	34,26
1,2	11,74	0	10,172	60
2	48,7109	56,28	10,172	60
2,3	48,7109	77,39	10,172	60
10	48,7109	77,39	10,172	60

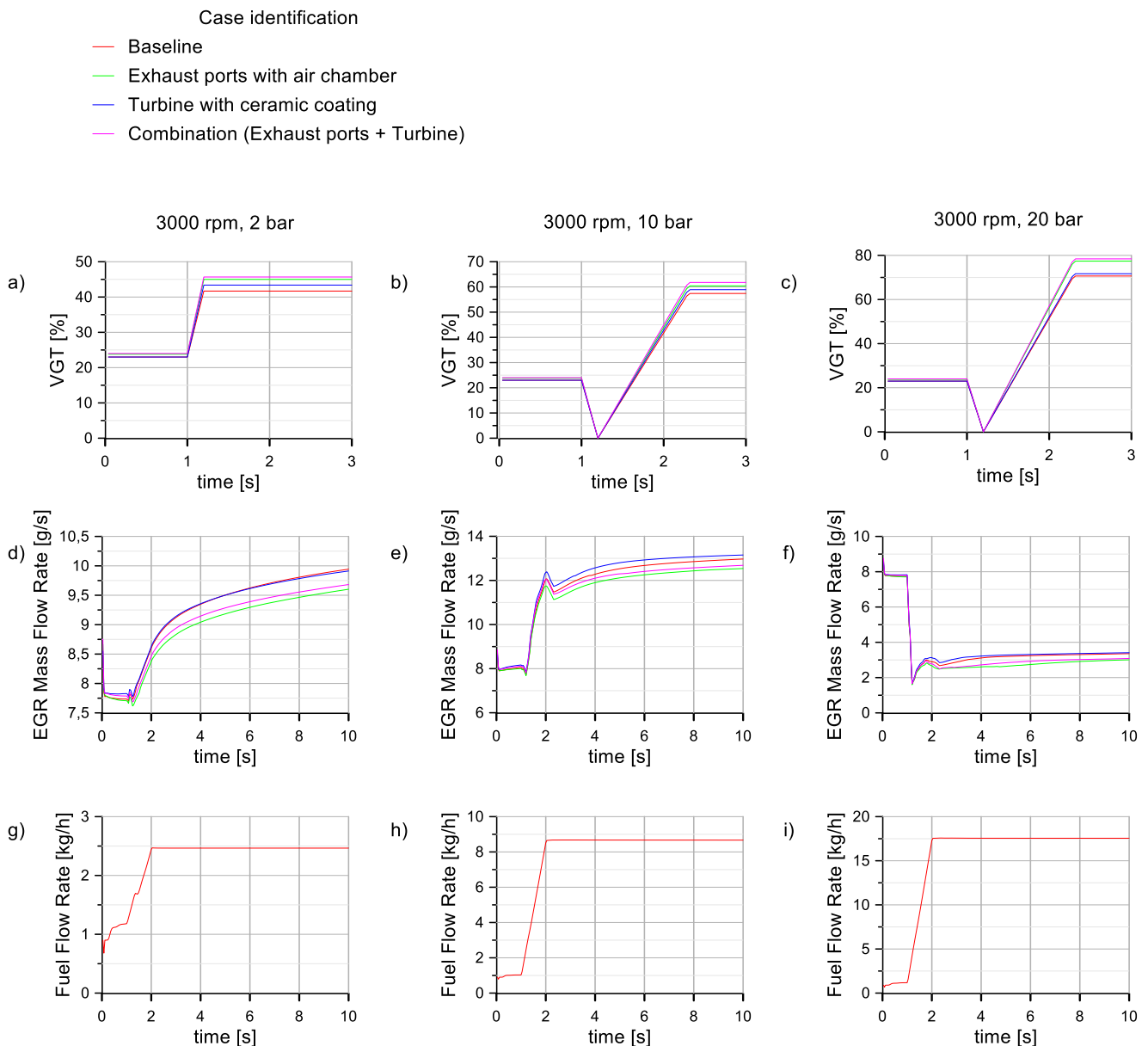
**Turbine insulation**

Time [s]	Time [s]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	23	31,5	34,26
1	2,5	23	31,5	34,26
1,2	11,74	0	10,2325	60
2	48,7109	52,13	10,2325	60
2,3	48,7109	71,68	10,2325	60
10	48,7109	71,68	10,2325	60

**Combination exhaust ports and turbine insulation**

Time [s]	Injected mass [mg]	VGT [%]	Hole diameter [mm]	
			EGR	CP
0	2,5	24	31,5	34,26
1	2,5	24	31,5	34,26
1,2	11,74	0	10,145	60
2	48,7109	53,8	10,145	60
2,3	48,7109	78,43	10,145	60
10	48,7109	78,43	10,145	60

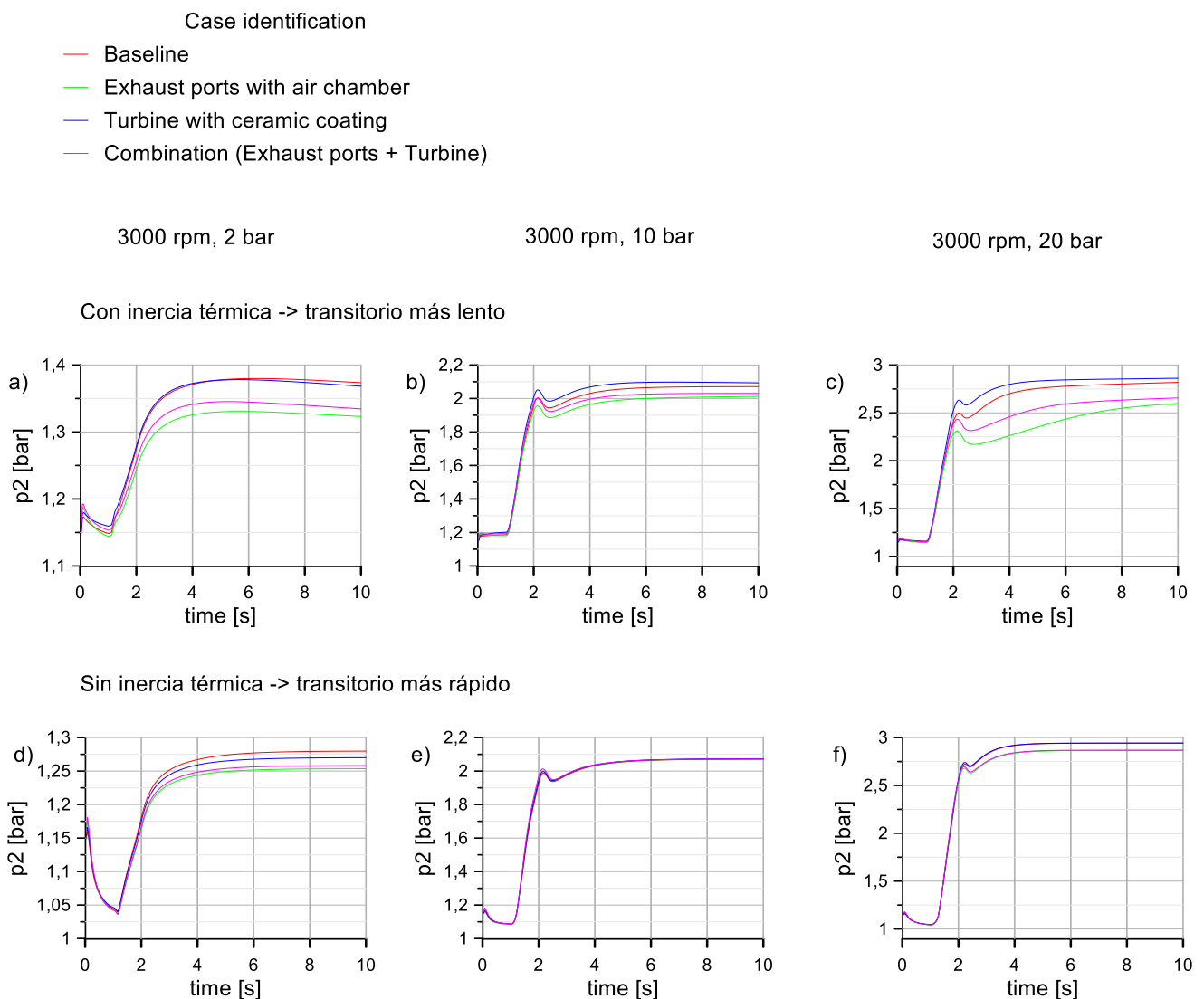
Respecto al valor de la Turbina de Geometría Variable (TGV), durante el primer segundo, en todos los casos se emplea el mismo valor cercano a 0,23 (abierta un 23%). Seguidamente, para favorecer el incremento de carga durante los 0,2 segundos que dura la aceleración, se cierra totalmente la TGV (0%) para posteriormente abrirla de nuevo y ajustarse al valor en estacionario buscado. Así pues, en las gráficas 38 b y c se muestra este comportamiento donde, además, se aprecia que la TGV se abre más conforme aumenta la carga. En el caso de la Fig. 38 a, al tratarse de un caso a baja carga no es necesario el cierre brusco de la TGV durante la aceleración; para obtener el comportamiento suave buscado basta con una evolución desde su valor en ralentí hasta su valor estacionario impuesto.



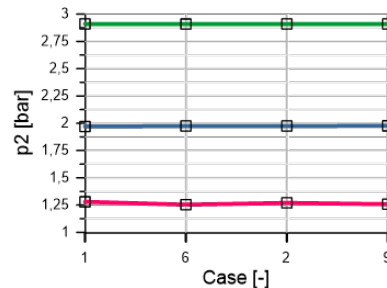
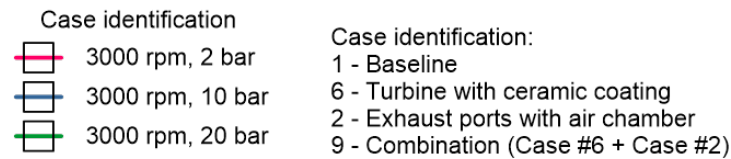
**Figura 38.** Evolución de la TGV, flujo de EGR y combustible en los tres estados de carga a 3000 rpm.



Así pues, se puede comprobar el correcto funcionamiento del transitorio en cada caso si se considera el funcionamiento de la TGV ya expuesto. En concreto, el modelado del comportamiento de la TGV en régimen estacionario se impuso a través de un PID que regulaba su apertura para obtener una presión constante en el colector de admisión ( $p_2$ ). En la Figura 39 se observa el comportamiento de  $p_2$  a lo largo del transitorio en los cuatro casos de estudio para las tres cargas. En concreto, en la Figura 39 a-c se muestra la evolución de  $p_2$  considerando la inercia térmica de los materiales, lo cual requiere más tiempo de simulación para llegar a la estabilización de los valores. Así pues, en las gráficas Fig. 39 d-f se han representado los mismos transitorios pero sin considerar la inercia térmica, lo cual implica un transitorio menos preciso pero que alcanza más rápido el estado estacionario; se puede observar como la  $p_2$  en las cuatros estrategias estudiadas es muy similar. El hecho de aplicar o no la inercia térmica a las simulaciones queda expuesta en los anexos. Por último, en la Figura 40 se muestra el valor en estacionario en cada caso y se confirma que la  $p_2$  es constante en cada carga, por lo que se ha impuesto un valor correcto de la TGV.



**Figura 39.** Evolución de la presión a la salida del compresor en los tres estados de carga a 3000 rpm, considerando (a-c) y sin considerar (d-f) la inercia térmica de los materiales.



**Figura 40.** Valores de presión en la entrada del colector en estacionario a la salida del compresor en los tres estados de carga a 3000 rpm.

Respecto a la apertura de la válvula EGR y contrapresión está controlada a través del diámetro del elemento tubería, de forma que si se disminuye el diámetro implica que la válvula se cierra y pasa menos masa de gases y viceversa. Así, por lo general se recircularan los gases de escape en ralentí (durante el primer segundo de todos los transitorios) y a bajas cargas por lo que la válvula de EGR estará prácticamente abierta, lo que implica un diámetro cercano a los 32mm en el modelo, tal como se ve en el caso de baja carga (Tabla 15) y media carga (Tabla 16). A plena carga, se recirculan menos gases por lo que tras acelerar se cierra la válvula EGR disminuyendo el diámetro de EGR desde 31,5 mm a 10mm, tal como se ve en la Tabla 17, lo cual lleva a una apertura de la válvula de contrapresión que pasará de 34 mm de diámetro a 60mm. En los casos a baja carga la válvula de contrapresión se mantendrá más o menos constante alrededor de los 34mm.

En cuanto al valor de la masa, se observa en las Tablas 15, 16 y 17 que en el primer segundo (en ralentí) todos los casos conservan la misma masa (2,5 mg) y una vez se acelera comienza la inyección del resto de la masa a lo largo de un segundo en los dos casos de mayor carga (20 bar y 10 bar) para conseguir un comportamiento suave del transitorio. Además, conforme disminuye la carga en el motor la masa inyectada también disminuye por lo que la inyección de la masa se puede realizar en menos tiempo, en este caso en el caso de baja carga (2 bar) se emplea medio segundo. El comportamiento del flujo de combustible está graficado en función del tiempo en las gráficas (g), (h) e (i) de la Figura 38, en efecto se confirma que al inicio en los tres casos se tiene 1 kg/h de combustible y conforme aumenta la carga aumenta el flujo de combustible inyectado, en el caso de carga baja se obtiene un flujo 3kg/h (g) que aumenta a medida que aumenta la carga, resultando tener a media carga 9 kg/h (h) y a plena carga 17,5 kg/h (i).

Tras realizar las diferentes simulaciones, se recogen los datos de la temperatura de la masa de gas en la línea de escape antes y después de la turbina, T3 y T4 respectivamente, además de la p3 (Fig. 41), el consumo de combustible y la BMEP (Fig. 42).

Respecto a la evolución de las temperaturas, en la Figura 41 se distingue un primer tramo estable de un segundo con el mismo valor en las tres cargas estudiadas, alrededor de 600 K en

T3 (Fig. 41 a-c) y 550 K en T4 (Fig. 41 g-i), seguido de un transitorio rápido y suave de 1 segundo hasta estabilizarse a partir del segundo 2,3. Respecto a la efectividad de las estrategias de aislamiento aplicadas, se distingue un comportamiento en algunos casos que no es el esperado una vez estudiado el estado estacionario.

Retomando los resultados obtenidos en estado estacionario se vió que, el caso de la turbina con revestimiento cerámico era menos efectivo que el de las pipas de escape con cámara de aire, las cuales tienen un comportamiento bastante próximo a la combinación de turbina y pipas aisladas, y el caso en el que simplemente la turbina está aislada tiene un comportamiento más parecido al caso base. Este comportamiento en específico, se puede ver en el caso de la T4 a 20 bar en la gráfica representada en la gráfica 41 i. Respecto a la p3, de manera análoga a lo mostrado en las Figs. 29 b y e y Figs. 33 b y e, en estado estacionario, la disminución de las pérdidas de calor debido al aislamiento lleva a una disminución del valor de la presión a la entrada de turbina, tal como se observa en las Figs. 41 d-f.

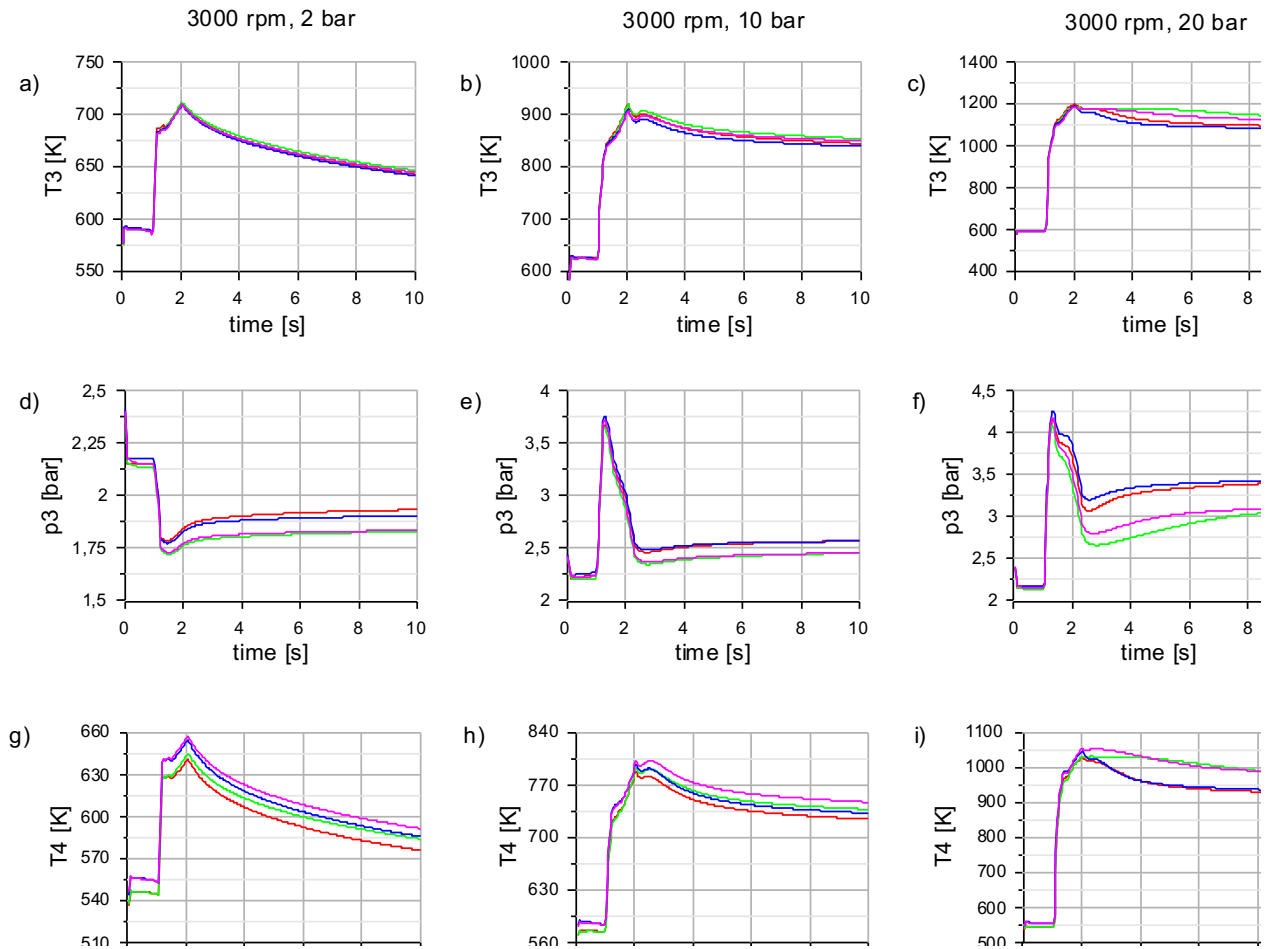
Seguidamente, en la Figura 42 se representa la presión media efectiva (BMEP) en las tres cargas de estudio. Así, en las tres gráficas se distinguen las tres etapas del transitorio *Tip-in*, puesto que durante el periodo de ralentí en las tres cargas de estudio del motor a 3000 rpm existe una presión negativa de aproximadamente -3 bares hasta que se acelera rápidamente y se termina alcanzando la carga deseada de 2 (a), 10 (b) y 20 bares (c) respectivamente.

Respecto al consumo, se ha visto que en régimen estacionario la estrategia de aislamiento con mejores resultados resultaba ser la combinación del aislamiento de pipas de escape y turbina, puesto que se obtenía un mayor incremento de temperatura y un menor consumo de combustible. Sin embargo, en régimen transitorio, al considerar la primera etapa de calentamiento del motor en una transición rápida, esta estrategia de combinación no va a resultar ser la mejor en todo momento. Por ejemplo, a plena carga se observa que la estrategia de combinación no es la que mejor respuesta tiene a la disminución del consumo de combustible (Fig. 43 f); puesto que en el inicio existe un incremento en el consumo por parte de esta estrategia y la del aislamiento de las pipas de escape respecto al caso base.

Además, cabe destacar que en los transitorios mostrados únicamente se muestran los 10 primeros segundos de la simulación por lo que los valores de consumo y temperatura no llegan a estabilizarse, lo cual afecta a la tendencia esperada de los resultados. Esto se observa especialmente a plena carga, en la gráfica 43 f, donde se produce inicialmente un incremento de consumo para el caso del aislamiento de las pipas de escape y la combinación hasta que el transitorio se estabilice a lo largo del tiempo. A baja carga, el comportamiento del transitorio es más suave, tal como se observa en Fig. 43 a y d, a esta carga se obtiene la tendencia esperada para el comportamiento de la temperatura y el consumo. Respecto a la carga de 10 bar, el hecho de que exista un cierre abrupto de la TGV afecta al inicio del comportamiento del caso del aislamiento de las pipas de escape, tal como se muestra en la Fig. 43 e, durante los primeros segundos apenas existe un decremento de BSFC, hasta que comience a estabilizarse el transitorio.

Case identification

- Baseline
- Exhaust ports with air chamber
- Turbine with ceramic coating
- Combination (Exhaust ports + Turbine)



**Figura 41.** Evolución de la temperatura y presión a la entrada de turbina y la temperatura a la salida de turbina en los tres estados de carga a 3000 rpm.

Case identification

- Baseline
- Exhaust ports with air chamber
- Turbine with ceramic coating
- Combination (Exhaust ports + Turbine)

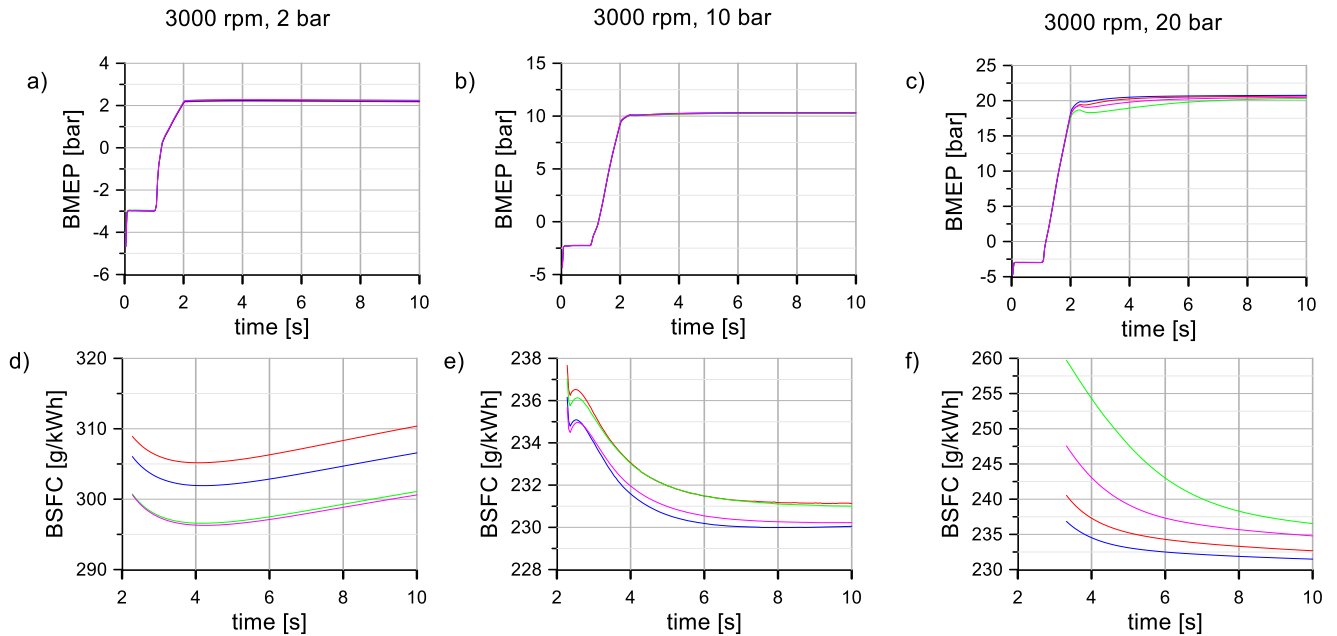


Figura 42. Evolución de la presión media efectiva y el consumo en los tres estados de carga a 3000 rpm.

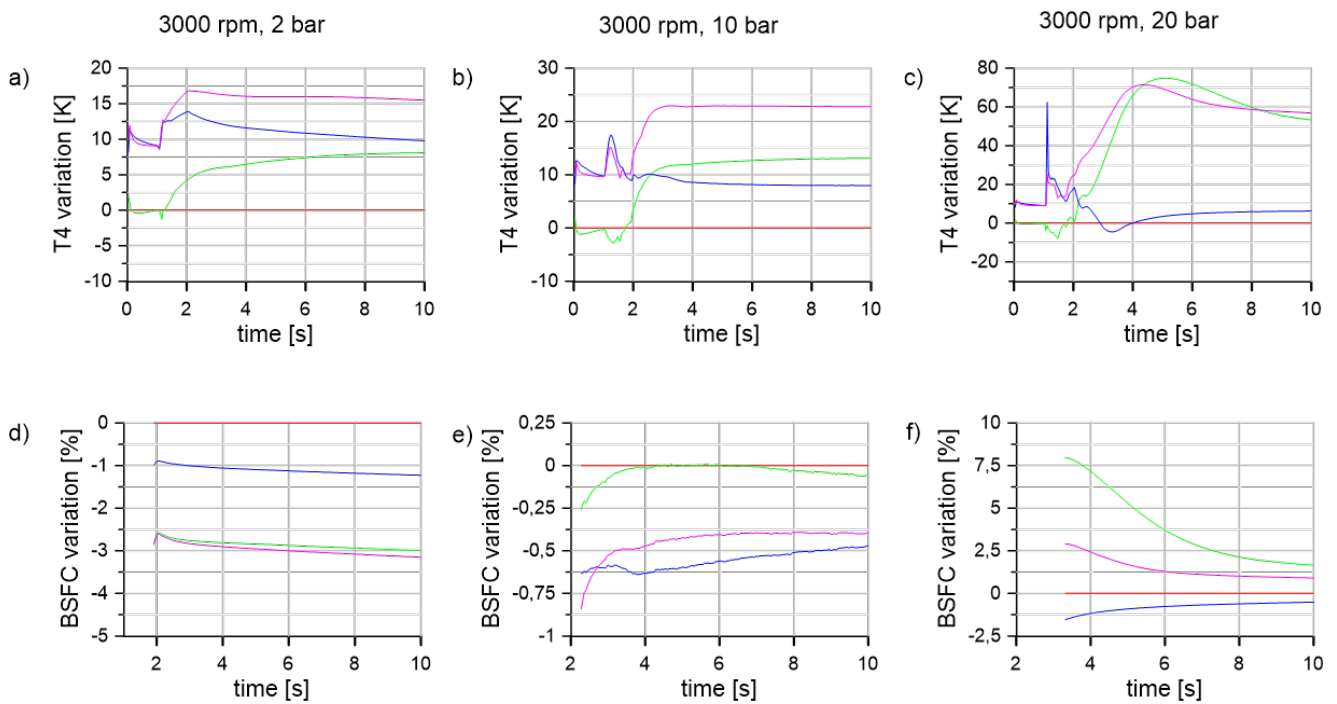


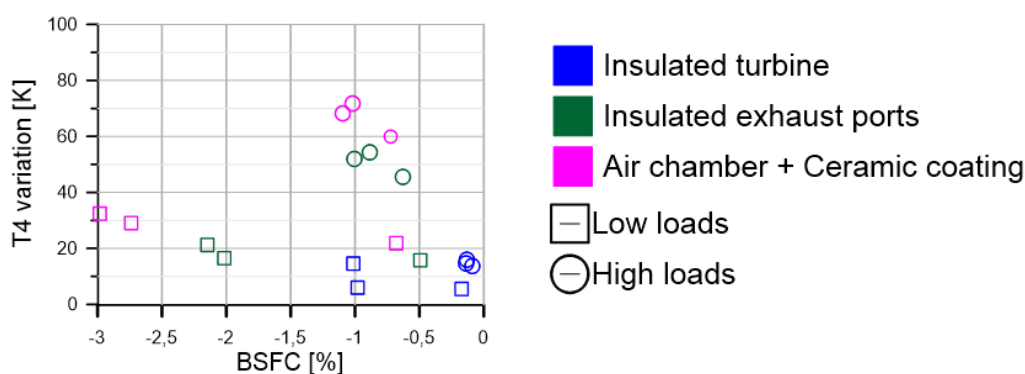
Figura 43. Evolución de la variación temperatura a la salida de turbina y el consumo en los tres estados de carga a 3000 rpm.

## 6. Resumen y conclusiones

En este Trabajo de Fin de Grado se ha presentado un estudio para mejorar las condiciones de operación de los dispositivos de post-tratamiento de gases de escape de un motor de combustión interna alternativo tipo MEC. Esta mejora se ha obtenido aumentando la temperatura de entrada a dichos sistemas. Para ello se han aplicado diversos métodos pasivos de aislamiento térmico en componentes de la línea de escape. Así, el aumento de la temperatura a la salida de turbina resulta beneficioso para el proceso de calentamiento de los diferentes sistemas de post-tratamiento puesto que reduce su tiempo de encendido para comenzar a funcionar. Además, el aumento de la temperatura de entrada a los sistemas de post-tratamiento ayuda a alcanzar la eficiencia de conversión deseada y a reducir los requisitos de calentamiento del motor o estrategias de regeneración activa del DPF.

En este estudio se han evaluado diferentes enfoques de aislamiento térmico en elementos de la línea de escape del motor, en concreto se ha proporcionado una base de datos detallada del impacto del aislamiento en pipas de escape y turbina en régimen estacionario y transitorio. Los resultados se han obtenido a través de simulaciones en un *software* de modelado de motores previamente calibrado con datos experimentales. Conforme se ha avanzado con los resultados se han ido evaluando los métodos de aislamiento y se ha visto que existen unos más factibles de cara a mejorar la temperatura de entrada al post-tratamiento y, a la vez, también suponían un ahorro de combustible.

A modo de conclusión, la Figura 44 muestra los incrementos de T4 y la disminución de BSFC tras aislar turbina y pipas de escape. Para interpretar el gráfico se considera que, conforme el resultado se aproxime más a la parte superior izquierda del cuadrante, se obtendrá un comportamiento más cercano al ideal, con un mayor incremento de temperatura y un menor consumo de combustible. Así pues, se puede concluir un impacto positivo por parte de todos los resultados en ambas variables, puesto que, todos los incrementos de temperatura son positivos y el porcentaje de reducción del BSFC es negativo en todos los casos.



**Figura 44.** Recopilación del impacto en la T4 y el BSFC para las soluciones factibles de aislamiento en turbina, pipas de escape y combinación para baja carga y plena carga.

En el caso del aislamiento de la turbina, el incremento de temperatura es el más bajo junto con una menor reducción de consumo de combustible, en particular a bajas cargas. Sin embargo, el aislamiento de las pipas de escape resulta tener un comportamiento mucho más efectivo que la turbina con unos incrementos de temperatura importantes y un menor consumo de



combustible. El comportamiento de la temperatura y el consumo de las pipas de escape aisladas es algo menos eficiente que en el caso de la combinación de ambas estrategias, donde hay un incremento notable de temperatura especialmente a altas cargas y una disminución importante de consumo de combustible a bajas cargas.

Además, resulta imprescindible tener en cuenta el comportamiento transitorio de los parámetros del motor a diferentes cargas, puesto que en régimen urbano los motores de automóviles están constantemente pasando de ralentí a plena carga y viceversa. Así pues, en este proyecto se han recogido una serie de resultados en transitorio de las estrategias de los casos de aislamiento estudiados que se han de tener en cuenta según la aplicación que se le quiera dar al motor.

Los resultados de este Trabajo de Fin de Grado constituyen una propuesta de mejora de funcionamiento de los sistemas de post-tratamiento empleados en un motor Diésel para hacer frente a las normativas de emisiones impuestas hoy en día.

## 7. Bibliografía

- AECC. (2020, mayo). ¿Cuál es la normativa para los vehículos Diésel y cómo se aplica?.  
Recuperado 6 de mayo de 2020, de <https://dieselinformation.aecc.eu/es/>
- Costas, J. (2018). Los fabricantes se enfrentan a un desastre en 2021 por el ciclo WLTP.  
Recuperado 6 de mayo de 2020, de <https://www.motor.es/noticias/los-fabricantes-se-enfrentan-a-un-desastre-en-2021-por-el-ciclo-wltp-201849702.html>
- Galindo, J., Luján, J. M., Serrano, J., Dolz, V., y Guilain, S. (2004). Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine.  
*Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(8), 863-875.
- Gamma Technologies. (2015). GT-POWER Engine Simulation Software. Recuperado 20 de mayo de 2020, de <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/GT-POWER-engine-simulation-software/>
- Getauto. (2017). Filtro de partículas. Recuperado 11 de mayo de 2020, de <https://getauto.es/filtro-de-particulas/>
- Hagen, J. R., Filipi, Z., y Assanis, D. N. (2006). *Transient diesel emissions: analysis of engine operation during a tip-in* (No. 2006-01-1151). SAE Technical Paper.
- Kirbus, F. (2013, diciembre). Motor Wankel. Recuperado 3 de mayo de 2020, de <https://autoblog.com.ar/>
- Lepreux, O. (2009). *Modélisation et commande de la température pour un catalyseur d'oxydation diesel* (Doctoral dissertation, Paris, ENMP).



Luján, J. M., Serrano, J. R., Piqueras, P., y Diesel, B. (2019). Turbine and exhaust ports thermal insulation impact on the engine efficiency and aftertreatment inlet temperature. *Applied Energy*, 240, 409-423.

Murias, D. (2018, mayo). Cómo funciona la nueva homologación de consumos, la WLTP, y por qué tendremos consumos más reales. Recuperado 6 de mayo de 2020, de <https://www.motorpasion.com>

Payri González, F., y Desantes Fernández, J. M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Universitat politècnica de valencia.

Piqueras, P. (2016). *Legislation framework and challenges in automotive emissions*. [PDF]. Obtenido de <https://www.cmt.upv.es/>

Shen, X., Shen, K., y Zhang, Z. (2018). Experimental study on the effect of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation on gasoline engine and turbocharger. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(11), 1687814018809607.

USPTO. (2020, mayo). Patente de Otto Motos de gas. Recuperado 3 de mayo de 2020, de <https://www.uspto.gov/>

Verschaeren, R., y Verhelst, S. (2018). Increasing exhaust temperature to enable after-treatment operation on a two-stage turbo-charged medium speed marine diesel engine. *Energy*, 147, 681-687.



UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

# PRESUPUESTO

# 1. Consideraciones iniciales

## 1.1. Introducción

Seguidamente se va proceder a desglosar el presupuesto necesario para el desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado. Este trabajo es una parte de un conjunto de trabajos realizados entre Renault y el equipo del CMT, por lo que en este presupuesto solamente se tendrán en cuenta los costes de las tareas empleadas para el desarrollo del proyecto en concreto. Además, a continuación se define la mano de obra dedicada a cada aspecto del trabajo junto con los recursos humanos y amortizaciones de los equipos y *softwares* utilizados.

## 1.2. Recursos humanos

Respecto a los recursos humanos empleados en este proyecto se destacan cuatro:

- Ingeniero Industrial Junior: estudiante de prácticas de GITI que realiza el Trabajo de Fin de Grado. Realiza las tareas necesarias para alcanzar los objetivos de la investigación propuesta.
- Ingeniero Superior, estudiante de doctorado: tutor del proyecto; supervisa, ayuda y trabaja junto al estudiante en prácticas para alcanzar los objetivos estipulados. Además, supervisa los ensayos experimentales del motor junto al técnico de ensayos.
- Ingeniero Doctor: Director del proyecto, supervisa y guía los trabajos del doctorando y el estudiante de prácticas.
- Ingeniero Superior, técnico de ensayos: Controla y supervisa los ensayos experimentales del motor.

## 1.3. Unidades de obra

Por tanto, en este proyecto se consideran seis Unidades de Obra, más la amortización de los equipos empleados.

### a. Unidades de Obra

- UO01. Definición del proyecto.
- UO02. Formación Teórico-Práctica.
- UO03. Metodología, realización de ensayos.
- UO04. Procesado de datos experimentales.
- UO05. Calibración del modelo y análisis de resultados.
- UO06. Redacción del Trabajo de Fin de Grado.

### b. Amortización de equipos

- CA01. Costes de amortización de equipos y *softwares*.

A continuación se desarrolla la descripción de cada Unidad de Obra.

**I. Unidad de Obra 1. Definición del proyecto.**

Esta unidad incluye la definición de las tareas y objetivos necesarias para la correcta realización del proyecto. Así, el tutor y el director son los encargados de indicar estos objetivos al autor del proyecto.

**II. Unidad de Obra 2. Formación Teórico-Práctica.**

Incluye el tiempo invertido en el aprendizaje de *softwares* y recopilación de información necesaria para el desarrollo del documento.

**III. Unidad de Obra 3. Metodología, realización de ensayos.**

Esta unidad de obra considera la actividad de realización de los ensayos de los puntos de estudio sobre el motor en el laboratorio. Se realizaron seis puntos en los ensayos (tres puntos a baja carga y tres puntos a plena carga) con una hora de duración cada uno. Doctorando y técnico de laboratorio supervisaron los ensayos completos. Sin embargo, el estudiante de prácticas de GITI asistió a un 20%.

**IV. Unidad de Obra 4. Procesado de datos experimentales.**

Esta unidad de obra está dedicada a la actividad de procesado de datos de los ensayos experimentales para confirmar la validez del modelo de motor empleado. Para el post-procesado de datos de cada ensayo son necesarios 30 minutos. Unidad de obra realizada completamente por la doctoranda y acompañada del estudiante en prácticas.

**V. Unidad de Obra 5. Calibración del modelo y análisis de resultados.**

Se define como otra unidad de obra la actividad calibración del modelo en GT-SUITE. Actividad realizada en su totalidad por parte del estudiante de prácticas de GITI y el doctorando. Además, para el desarrollo de la actividad es imprescindible una licencia de GT-POWER por cada ordenador empleado.

**VI. Unidad de Obra 6. Redacción del Trabajo de Fin de Grado.**

La actividad de desarrollo del Trabajo de Fin de Grado implica la interpretación de resultados de los ensayos y del modelado del motor. Una vez obtenidos los resultados esperados sobre el modelo se procede a sacar conclusiones y desarrollar la investigación realizada sobre el Trabajo de Fin de Grado, sobre lo cual también hay que tener en cuenta las respectivas revisiones del Doctor que también participó en este proyecto de investigación.

Por último, para simplificar, se considera la amortización de los diferentes equipos empleados como una unidad de obra alternativa. Puesto que la mayoría del proyecto se ha realizado con el mismo ordenador y licencias, se considera la amortización de estos equipos común en todas las unidades de obra para simplificar su coste.

## 1.4. Bienes amortizables

Se especifican a continuación los bienes materiales empleados en este proyecto y en la Tabla 18 la amortización de estos equipos en función de su vida útil esperada. En este caso no se considera el IVA puesto que se aplicará al final del presupuesto.

- Ordenador: Lenovo, Procesador Intel® Core™ i7-6500U CPU @ 2.50GHz. 12GB de memoria RAM.
- Licencia GT-SUITE estudiante.
- Microsoft Office 365.
- Equipo de trabajo del motor.

*Tabla 18. Presupuesto de amortización de softwares y equipos.*

	Coste [€]	Periodo de amortización [años]	Amortización Anual [€/año]	Amortización Mensual [€/mes]
<b>Ordenador</b>	500	5	100	8,33
<b>Licencia paquete Microsoft Office</b>	69	1	69	5,75
<b>Licencia GT-SUITE estudiante</b>	5000	1	5000	416,67
<b>Equipo de trabajo del motor</b>	400000	10	40000	3333,33

## 2. Cuadro de precios

En primer lugar, respecto a la mano de obra, tal como se muestra en la Tabla 19 se va a considerar la involucrada directamente en todos los campos de investigación de este proyecto, es decir, durante los ensayos de laboratorio, el modelado del motor y el desarrollo del trabajo. Respecto a los bienes amortizables, también aparecen listados en la Tabla 20 los diferentes equipos y *softwares* empleados a lo largo de todo el proyecto de investigación.

*Tabla 19. Cuadro de precios nº1. Mano de obra.*

<b>CUADRO DE PRECIOS nº1</b>		
<b>CÓDIGO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>RENDIMIENTO [€/h]</b>
<b>MANO DE OBRA</b>		
MO01	Ingeniero Doctor	50
MO02	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35
MO03	Ingeniero Industrial Junior	20
MO04	Ingeniero Superior, Técnico de ensayos	35

*Tabla 20. Cuadro de precios nº2. Bienes amortizables.*

<b>CUADRO DE PRECIOS nº2</b>		
<b>CÓDIGO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>RENDIMIENTO [€/mes]</b>
<b>BIENES AMORTIZABLES</b>		
OT01	Ordenador	8,33
OT02	Licencia paquete Microsoft Office	5,75
OT03	Licencia GT-POWER estudiante	416,67
OT04	Equipo de trabajo del motor	3333,33

### 2.1. Cuadro de precios descompuestos

En este apartado, se desglosan los precios de las actividades realizadas en cada una de las Unidades de Obra de obra que componen el proyecto, incluyendo el 3% de costes indirectos. Para su desarrollo se consideran los precios de mano de obra y equipos ya indicados. Por simplificar, en este caso se considera la amortización como una unidad de obra alternativa.

*Tabla 21. Precios descompuestos de la primera unidad de obra.*

<b>Nº</b>	<b>UDS.</b>		<b>DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA</b>		
<b>U001</b>	<b>h</b>		<b>Definición del proyecto</b>		
<b>CÓDIGO</b>	<b>RENDIMIENTO</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE [€]</b>
MO01	1	h	Ingeniero Doctor	50	50
MO02	1	h	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35	35
MO03	1	h	Ingeniero Industrial Junior	20	20
			Costes directos		105
			Costes indirectos	3%	3,15
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>108,15</b>



Tabla 22. Precios descompuestos de la segunda unidad de obra.

Nº	UDS.		DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA		
UO02	h		Formación Teórico-Práctica		
CÓDIGO	RENDIMIENTO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE [€]
MO02	0,25	h	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35	8,75
MO03	1	h	Ingeniero Industrial Junior	20	20
			Costes directos		28,75
			Costes indirectos	3%	0,86
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>29,61</b>

Tabla 23. Precios descompuestos de la tercera unidad de obra.

Nº	UDS.		DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA		
UO03	h		Metodología, realización de ensayos		
CÓDIGO	RENDIMIENTO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE [€]
MO02	1	h	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35	35
MO03	0,2	h	Ingeniero Industrial Junior	20	4
MO04	1	h	Ingeniero Superior, Técnico de ensayos	35	35
			Costes directos		74
			Costes indirectos	3%	2,22
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>76,22</b>

Tabla 24. Precios descompuestos de la cuarta unidad de obra.

Nº	UDS.		DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA		
UO04	h		Porcesado de datos experimentales		
CÓDIGO	RENDIMIENTO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE [€]
MO02	1	h	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35	35
MO03	0,2	h	Ingeniero Industrial Junior	20	4
			Costes directos		39
			Costes indirectos	3%	1,17
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>40,17</b>

Tabla 25. Precios descompuestos de la quinta unidad de obra.

Nº	UDS.		DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA		
UO05	h		Validación del modelo y análisis de resultados		
CÓDIGO	RENDIMIENTO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE [€]
MO01	0,1	h	Ingeniero Doctor	50	5
MO02	0,75	h	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35	26,25
MO03	1	h	Ingeniero Industrial Junior	20	20
			Costes directos		51,25
			Costes indirectos	3%	1,54
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>52,79</b>

Tabla 26. Precios descompuestos de la sexta unidad de obra.

Nº	UDS.		DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA		
UO06	h		Redacción Trabajo de Fin de Grado		
CÓDIGO	RENDIMIENTO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE [€]
MO01	0,1	h	Ingeniero Doctor	50	5
MO02	0,25	h	Ingeniero Superior, estudiante de doctorado	35	8,75
MO03	1	h	Ingeniero Industrial Junior	20	20
			Costes directos		33,75
			Costes indirectos	3%	1,01
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>34,76</b>

Como ya se ha comentado, la amortización de *softwares* y equipos se considera como una unidad de obra alternativa. La unidad de esta unidad es el mes y todos los materiales tienen un rendimiento del 100%, dado que están presentes a lo largo de toda la actividad.

Tabla 27. Precios descompuestos de la amortización de equipos.

Nº	UDS.		DESCRIPCIÓN UNIDAD DE OBRA		
CA01	mes		Coste de amortización de equipos y softwares		
CÓDIGO	RENDIMIENTO	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE [€]
OT01	3	mes	Ordenador	8,33	24,99
OT02	3	mes	Licencia paquete Microsoft Office	5,75	17,25
OT03	2	mes	Licencia GT-POWER estudiante	416,67	833,33
OT04	1	mes	Equipo de trabajo del motor	3333,33	3333,33
			Costes directos		4208,90
			Costes indirectos	3%	126,27
<b>COSTE TOTAL</b>					<b>4335,17</b>



## 2.2. Cuadro de precios unitarios

A continuación se muestran los precios unitarios correspondientes a cada una de las Unidades de Obra mostradas en orden correspondiente con su realización en esta investigación.

*Tabla 28. Cuadro de precios unitarios 1.*

<b>CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS</b>					
<b>CÓDIGO</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>DESCRIPCIÓN UD. DE OBRA</b>	<b>PRECIO UNITARIO [€/h]</b>	<b>MEDICIÓN [h]</b>	<b>IMPORTE [€]</b>
U001	h	Definición del proyecto	108,15	10	1081,5
U002	h	Formación Teórico-Práctica	29,61	70	2072,88
U003	h	Metodología, realización de ensayos	76,22	6	457,32
U004	h	Procesado de datos experimentales	40,17	3	120,51
U005	h	Validación del modelo y análisis de resultados	52,79	110	5806,63
U006	h	Redacción del Trabajo de Fin de Grado	34,7625	75	2607,19

*Tabla 29. Cuadro de precios unitarios 2.*

<b>CUADRO DE PRECIOS UNITARIOS</b>					
<b>CÓDIGO</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>DESCRIPCIÓN UD. DE OBRA</b>	<b>PRECIO UNITARIO [€/mes]</b>	<b>MEDICIÓN [mes]</b>	<b>IMPORTE [€]</b>
CA01	mes	Coste de amortización de equipos y softwares	4323,33	4	17340,68

### 3. Presupuesto de ejecución

El presupuesto de ejecución está compuesto por:

- Presupuesto de ejecución material
- Presupuesto de ejecución por contrata

#### 3.1. Presupuesto de Ejecución Material

En el Presupuesto de Ejecución Material se refleja el coste directo del proyecto.

*Tabla 30. Presupuesto de Ejecución Material.*

Nº	Concepto	Total [€]
UD01	Definición del proyecto	1081,5
UD02	Formación Teórico-Práctica	2072,875
UD03	Metodología, realización de ensayos	457,32
UD04	Procesado de datos experimentales	120,51
UD05	Validación del modelo y análisis de resultados	5806,625
UO06	Redacción del Trabajo de Fin de Grado	2607,1875
CA01	Coste de amortización de equipos y softwares	17340,68
<b>TOTAL</b>		<b>29486,70</b>

El Presupuesto de Ejecución Material asciende a: **29486,70 €**

#### 3.2. Presupuesto de Ejecución por Contrata

El Presupuesto de Ejecución por Contrata añade al Presupuesto de Ejecución Material los gastos generales y el beneficio industrial. Los gastos generales hacen referencia a trámites legales y otras documentaciones empleadas.

*Tabla 31. Presupuesto de Ejecución por Contrata.*

Concepto	Importe [€]
Presupuesto de Ejecución Material	29486,70
Gastos Generales (13%)	3833,27
Beneficio Industrial (6%)	1769,20
<b>TOTAL</b>	<b>35089,17</b>

El Presupuesto de Ejecución por Contrata asciende a: **35089,17 €**

## 4. Presupuesto Base de Licitación

El Presupuesto Base de Licitación se obtiene añadiendo el porcentaje de IVA al Presupuesto de Ejecución por Contrata. Este presupuesto representa el coste total del proyecto.

*Tabla 32. Presupuesto Base de Licitación*

Concepto	Importe [€]
Presupuesto de Ejecución por Contrata	35089,17
IVA (21%)	7368,73
<b>TOTAL</b>	<b>42457,90</b>

El Presupuesto Base de Licitación asciende a: **42457,90 €**



UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

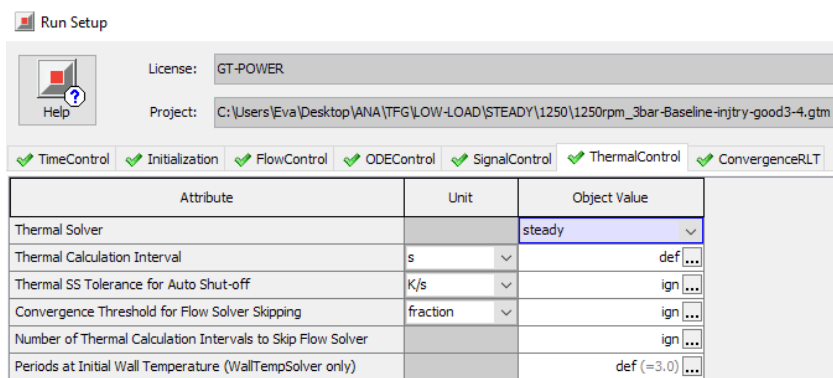
# ANEXOS

## 1. Configuración del modelo en régimen estacionario

El primer paso de cualquier caso a estudiar es su simulación en régimen estacionario. Estas simulaciones son bastante rápidas de procesar puesto que en cada caso se almacena únicamente el valor una vez estabilizado (en estacionario) de los diferentes parámetros del motor.

Por tanto, en este caso interesa conocer la solución de la temperatura una vez se alcanza el estado estacionario, esto implica que no es necesario considerar la inercia térmica de los materiales presentes en la pared de los elementos tubería o, lo que resulta equivalente, de las divisiones de flujo y otras masas térmicas presentes en el modelo del motor. Inercia térmica se entiende como la capacidad de almacenar calor que tienen los materiales.

Así pues, en la simulación solamente calculará la temperatura en estado estacionario. Para imponer esta opción en GT-POWER hay que marcar en la pestaña de *Run Setup*, la opción *ThermalControl* y una vez ahí seleccionar el *Thermal Solver* en *steady* (estacionario), tal como se muestra en la Figura 45.



**Figura 45.** Pestaña del *Thermal Control* en *steady* para no considerar la inercia térmica de los materiales.

El modelo de motor mostrado en la Figura 16 es un ejemplo de un caso en estacionario. En estas simulaciones la posición de la TGV y la apertura de las válvulas de contrapresión y EGR quedan controlados por PIDs según objetivos marcados.

## 2. Calibración del modelo en régimen transitorio

Una vez realizada la simulación en régimen estacionario se emplean dichos resultados y conclusiones para plantear el modelo en régimen transitorio. En este régimen se almacenan los resultados de cada parámetro del modelo del motor a lo largo del tiempo, por lo que procesar cada caso requiere más tiempo de simulación. En GT-POWER para almacenar los resultados en función del tiempo de los casos establecidos habrá que marcar en *Output Setup* y en la pestaña *Data\_Storage* seleccionar el almacenamiento de datos, tal como se ve en la Figura 46.

En este caso el *Thermal Solver* trabaja en *transient*, tal como se ve en la Figura 47. Así pues, se calcula en cada instante de la simulación las temperaturas de pared de las divisiones de flujo en los elementos tubería. En este caso sí se consideran los efectos de la inercia térmica de los materiales, lo cual proporciona unos resultados más cercanos a los experimentales.

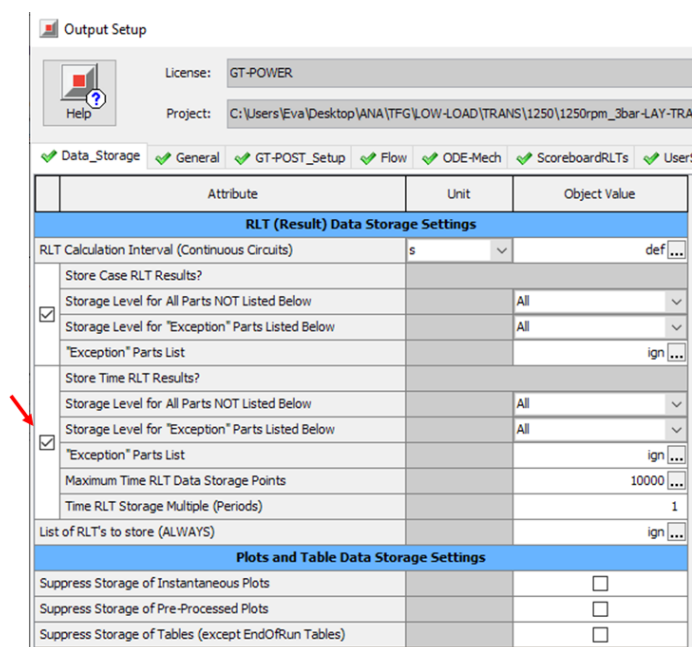


Figura 46. Pestaña para almacenar datos en régimen transitorio.

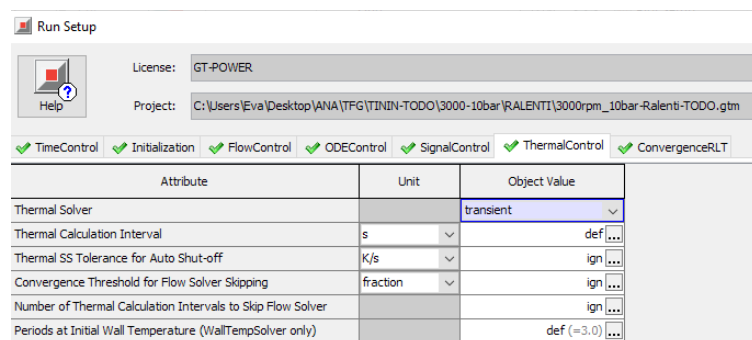


Figura 47. Pestaña del Thermal Control en transient para considerar la inercia de los materiales.

## 2.1. Ajustes en transitorio

En régimen transitorio es necesario imponer en ciertos elementos del modelo perfiles en función del tiempo para alcanzar un comportamiento semejante al experimental. Para ello, tal como se ha comentado en el apartado 5.3.4. en este caso se ha empleado el transitorio mediante el método de *Tip-in*, el cual consta de tres partes mostradas en la Figura 37, un primer segundo con el motor en ralentí, una transición de aproximadamente otro segundo donde se simula la aceleración hacia el transitorio final donde se estabilizan los parámetros.

Además, cabe considerar que en este caso se desconectan los enlaces de los PID de aquellos elementos en los que se vaya a imponer el perfil de actuación transitorio para obtener una solución más verídica. Así pues, tal como se muestra en la Figura 48 para calibrar el modelo en estado transitorio se ha eliminado el enlace entre el PID o controlador que controlaba la posición de la TGV sobre la turbina y el diámetro de la válvula de EGR y contrapresión, en su lugar se especifica en cada elemento el perfil transitorio que controlará su comportamiento.

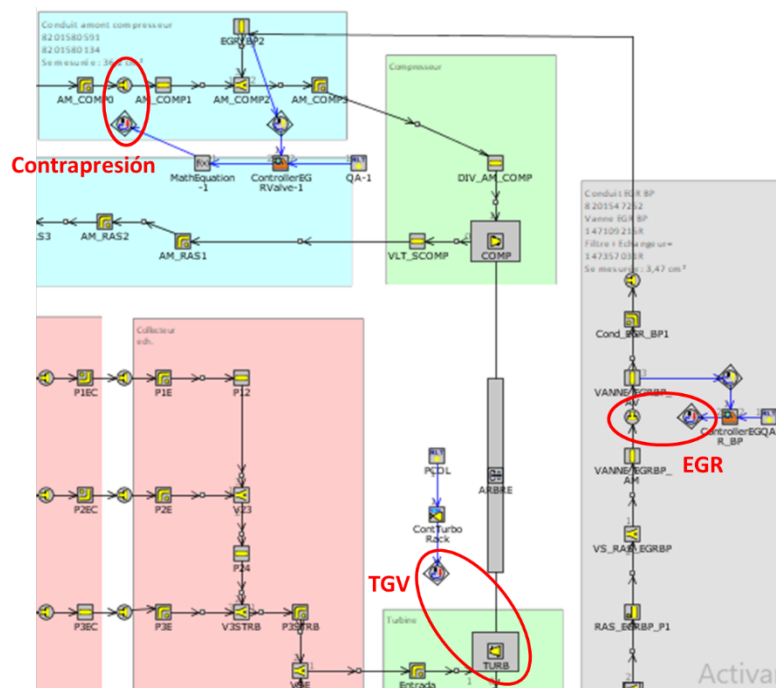


Figura 48. Captura del modelo que muestra los tres elementos a los que se les ha desconectado los PIDs.

Los valores del transitorio en función del tiempo de la inyección de la masa, el porcentaje de apertura de la TGV y el diámetro de las válvulas de contrapresión y EGR están expuestos en las tablas 15, 16 y 17 para las tres cargas estudiadas.