



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Departamento de Térmica y Fluidos

Área de conocimiento: Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

Análisis, Modelado y Control de un Motor Térmico de Encendido por Compresión

Autor: Antonio Cortés Muñoz

Tutor: Javier M. Rey Hernández

Cotutor: Xabier Apaolaza Pagoaga

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Málaga 1 de octubre de 2025





Resumen:

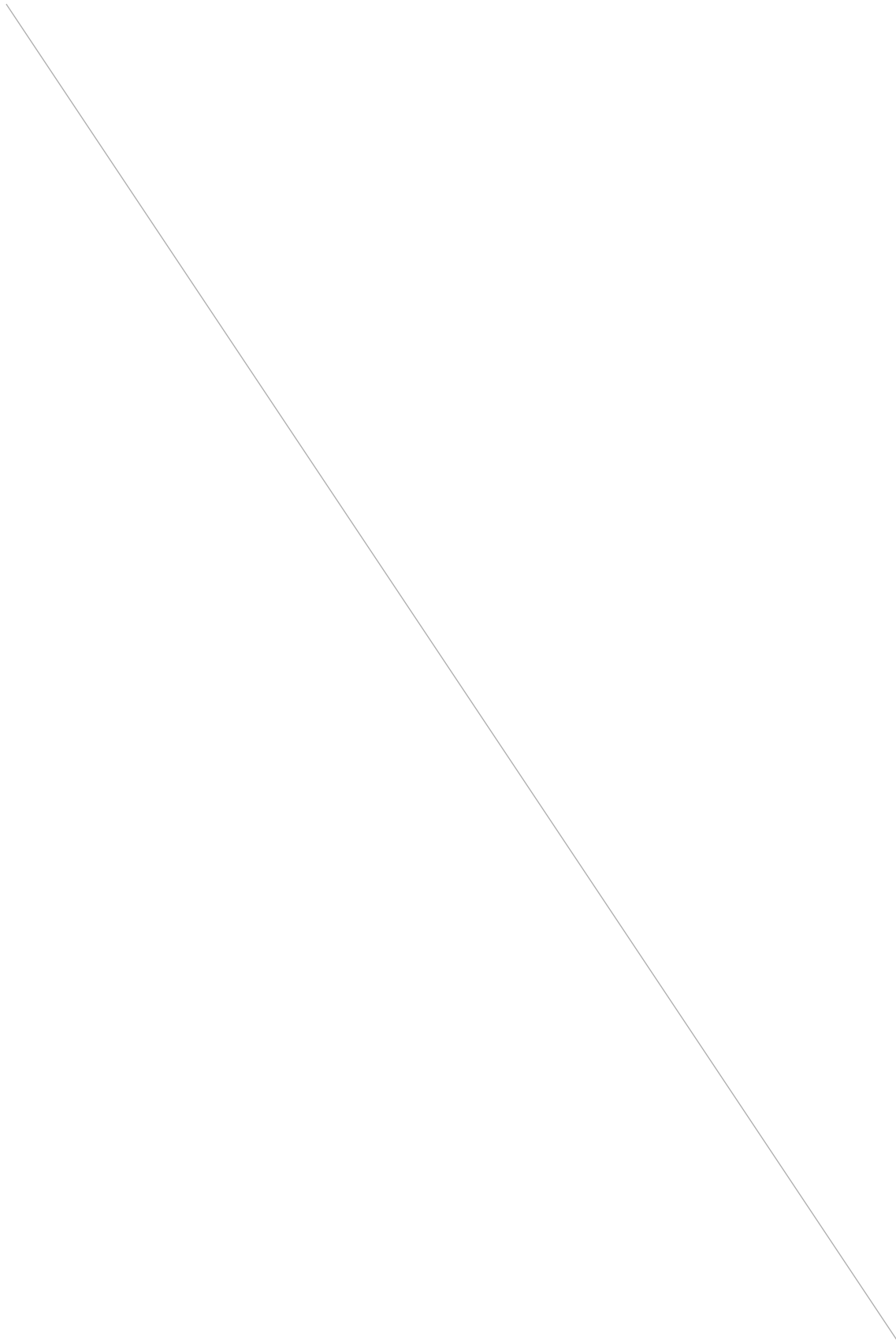
El presente Trabajo de Fin de Grado aborda el análisis, modelado y control de un motor térmico de encendido por compresión, con el propósito de desarrollar un modelo integral que reproduzca con fidelidad su comportamiento termodinámico y dinámico. Para ello, se emplearon herramientas de simulación como Sicidad y Simulink, seleccionadas por su equilibrio entre accesibilidad, y eficiencia computacional frente a softwares de dinámica de fluidos más complejos.

El motor objeto de estudio es un 2.2 L HDi de 136 C.V. del grupo PSA, montado en vehículos insignia de Peugeot y Citroën, el cual incorpora tecnologías relevantes como la inyección directa, Common Rail, la recirculación de gases de escape, o el sistema de sobrealimentación. A partir de este caso, se desarrolla un gemelo matemático del propulsor, capaz de integrar los principales subsistemas, así como el sistema de control indispensable para que la simulación funcione.

La metodología seguida combina la simulación del ciclo diésel teórico y real mediante Sicidad, con la implementación del modelo en Simulink, validado parcialmente con datos experimentales obtenidos vía diagnosis electrónica. Este enfoque permitió analizar variables críticas como presión, temperatura, par motor y emisiones, evaluando la coherencia de los resultados frente a referencias experimentales y bibliográficas. En consecuencia, los resultados obtenidos confirman la viabilidad del modelo como herramienta de análisis y optimización, ofreciendo una alternativa de bajo coste y tiempo reducido frente a los ensayos en banco o a simulaciones CFD.

Palabras Clave:

Motor, Modelo, Diésel, Simulink, Matlab, Sicidad, eficiencia, combustible, gases, mezcla, aire, ciclos, propulsión, térmica, comportamiento, funcionamiento, control, sistema, simulación, modelado.





Abstract:

This final degree project addresses the analysis, modeling, and control of a compression-ignition heat engine, with the aim of developing a comprehensive model that faithfully reproduces its thermodynamic and dynamic behavior. To this end, simulation tools such as Siciclo and Simulink were used, selected for their balance of accessibility and computational efficiency compared to more complex fluid dynamics software.

The engine under study is a 136 hp 2.2 HDi from the PSA group, installed in flagship vehicles from Peugeot and Citroën, which incorporates relevant technologies such as common rail direct injection, exhaust gas recirculation, and the turbocharging system. Based on this case, I developed a mathematical twin of the engine, capable of integrating the main subsystems, as well as the control system essential for the simulation to work.

The methodology followed combines simulation of the theoretical and real diesel cycle using Siciclo with the implementation of the model in Simulink, partially validated with experimental data obtained via electronic diagnosis. This approach allowed for the analysis of critical variables such as pressure, temperature, engine torque, and emissions, assessing the consistency of the results against experimental and bibliographic references. Consequently, the results obtained confirm the viability of the model as an analysis and optimization tool, offering a low-cost and time-saving alternative to bench testing or CFD simulations.

Keywords:

Engine, Model, Diesel, Simulink, Matlab, Siciclo, efficiency, fuel, gases, mixture, air, cycles, propulsion, thermal, behavior, operation, control, system, simulation, modeling.





Agradecimientos:

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a Javier y Xabier, mis tutores en este proyecto, por su orientación, profesionalidad y liderazgo durante todo el proceso. Gracias por compartir conmigo vuestra sabiduría, ánimo, simpatía y exigencia profesional, cualidades que deseo aplicar a mi vida y en mi futura trayectoria profesional.

Del mismo modo, quiero agradecer a mi familia, por el apoyo incondicional que se me brinda día tras día. No existen palabras suficientes para expresar lo afortunado que soy, de tener una familia tan increíble. Gracias, papá, por transmitirme tu constancia, disciplina y mentalidad de superación. Gracias, mamá, por enseñarme la virtud de la paciencia, el valor de la curiosidad y regalarme siempre los mejores consejos de vida. Gracias Guillermo y Vishali, por estar a mi lado en cada victoria y en cada derrota,

Agradecer extraordinariamente a mis amigos y compañeros de la carrera: Ramón, Raúl, Ángel, Javi C., Eli, Taha, María, Pablo, Andrea, Javi D., Luis y muchos más. Habéis hecho de mi experiencia universitaria una etapa inolvidable, llena de aprendizajes, anécdotas y risas. Solo nosotros sabemos las horas de biblioteca que hemos compartido y convertido en momentos más especiales.

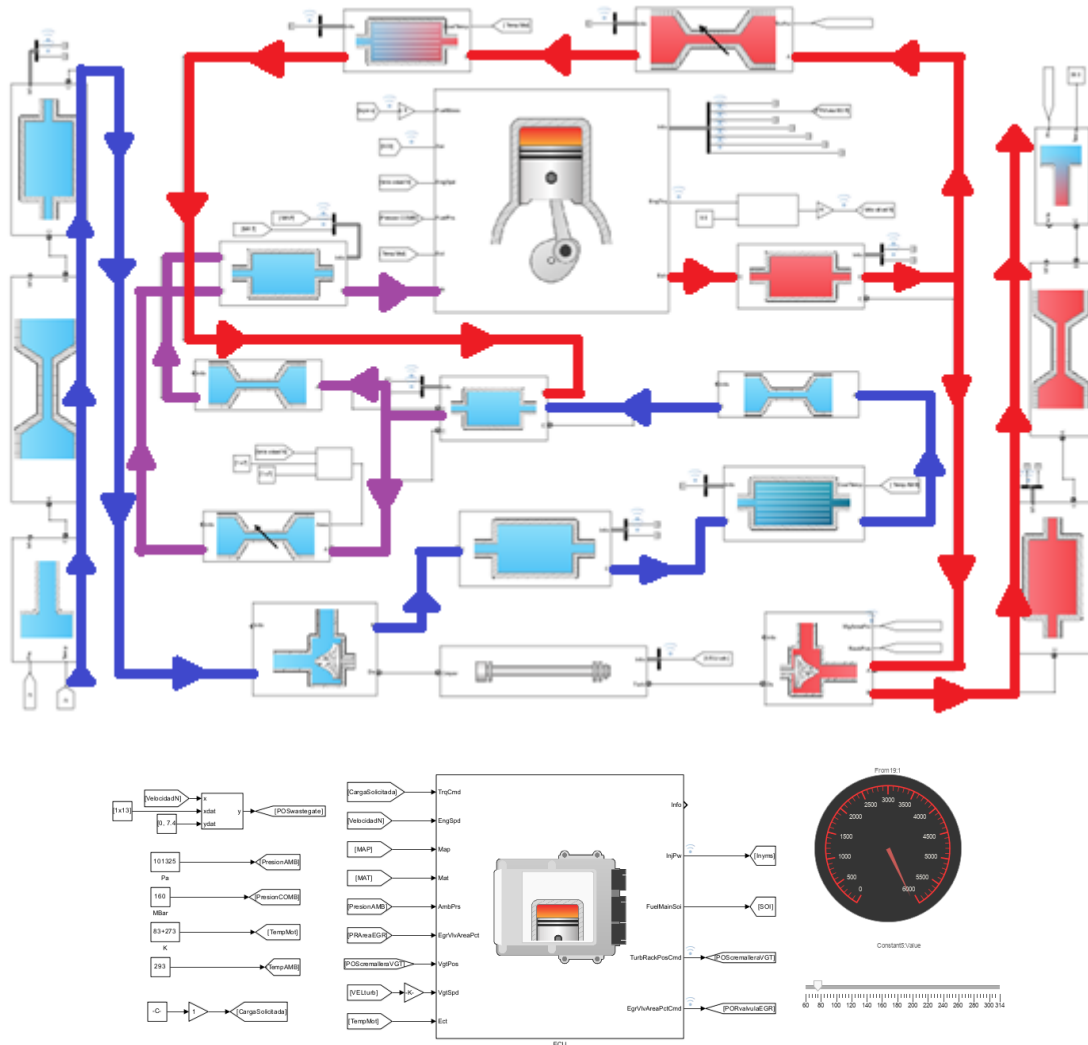
Así mismo, agradezco a la Universidad de Málaga, a la escuela de Ingenierías Industriales y a toda la ciudad, por brindarme la oportunidad de formarme como ingeniero. Extiendo mi gratitud a todo el profesorado y al personal de la Escuela, que han hecho de esta institución un verdadero hogar académico.

Finalmente, agradezco al lector de este trabajo, esperando que encuentre en él, una lectura enriquecedora, y se entrevea, la pasión que he puesto en su realización.

Gracias.



ANÁLISIS, MODELADO Y CONTROL DE UN MOTOR TÉRMICO DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN



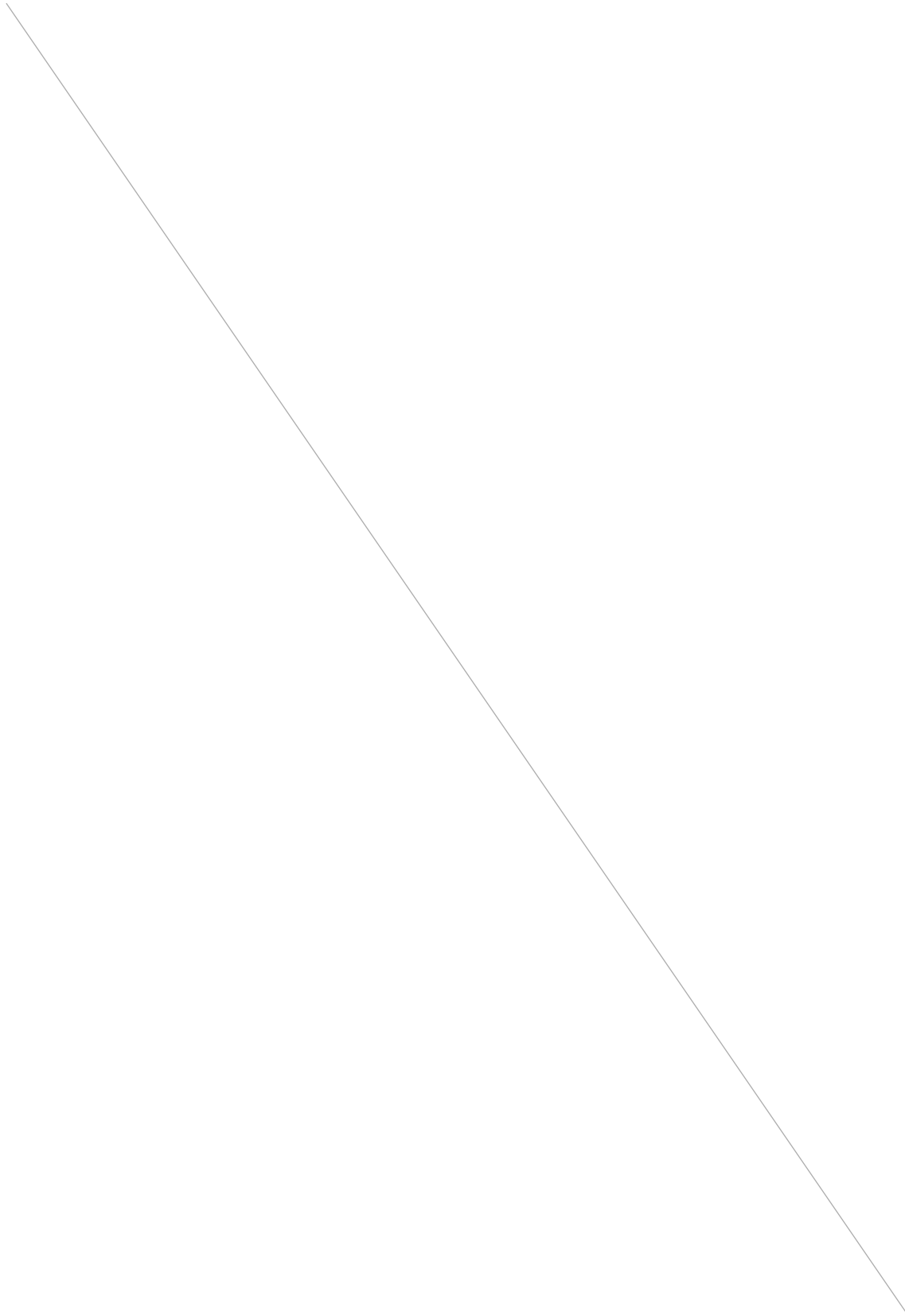
Realizado por : Antonio Cortés Muñoz

Tutor: Javier M. Rey Hernández

Cotutor: Xabier Apaolaza Pagoaga

Grado en Ingeniería Mecánica

Málaga, 1 de octubre de 2025.





Índice General

Índice de Figuras.....	13
Índice de Tablas.....	19
Índice de Ecuaciones.....	21
Nomenclaturas	23
1. Memoria	25
1.1 Introducción	25
1.2. Objetivos del Proyecto	25
1.3. Antecedentes (Marco Teórico).....	26
1.3.1. Introducción a los MCIA.....	26
1.3.2 Clasificación de los MCIA	26
1.3.3. Ciclos indicados de operación de un MCIA	31
1.3.4 Formación de la mezcla aire-combustible y dosado en los MCIA	35
1.3.5. Componentes Principales de un MEC	38
1.4.Estado del arte.....	55
1.4.1. Exigencias Mínimas de un Modelo Realista.....	55
1.5. Marco Normativo	56
1.5.1 Evolución de las normativas anticontaminantes Euro 1-7 en Europa (1992-2025)...	56
2.Herramientas.....	61
2.1 Diagnósis	61
2.2 Software.....	62
2.2.1 Introducción a Sículo	62
2.2.2 Introducción a Matlab-Simulink.....	63
2.2.3 Criterios de selección del software.....	77
3.Caso de Estudio.....	79
3.1 Esquema del Motor.....	80
3.2 Datos del Motor	81
3.2.1 Distribución y diagrama de distribución	81
3.2.2 Entrada de aire.	83
3.2.3 Inyección directa.	84
3.2.4 Sobrealimentación.....	85
3.2.5 Árboles de equilibrado	86
3.2.6 Sistema de anticontaminación.	87



4. Construcción, Modelado y Control del Motor	91
4.1 Objetivo	91
4.2 Sículo.....	91
4.2.1 Introducción a Sículo	91
4.2.2 Datos geométricos.	92
4.2.4 Variables de funcionamiento.	93
4.2.5 Variables de los fluidos	93
4.3 Matlab-Simulink	94
4.3.1 Construcción del modelo.....	94
4.3.2 Variables, señales y sensores.....	95
4.3.3. Sistema de Admisión, sobrealimentación y refrigeración	99
4.3.4 Bloque motor.....	107
4.3.5 Sistema de escape, Turbina y recirculación de gases	111
4.3.6 Configuración de ECU y control de señales	116
4.3.7 Resumen de funcionamiento.	121
5. Análisis y resultados.....	123
5.1 Resultados de Sículo	124
5.2 Resultados Simulink	128
6. Conclusiones.....	143
7.Bibliografía.....	145
8.Anexos	149
Anexo I: Cálculo	149
Anexo II: Tabla Compresor	151
Anexo III: Tabla Turbina.....	151



Índice de Figuras

Figura 1: Ciclo 4 Tiempos.....	28
Figura 2: Diagrama de Distribución, Teórico y Real	29
Figura 3: Tipos de barrido en el motor 2T	30
Figura 4: Sistema de sobrealimentación por Turbocompresor	31
Figura 5: Ciclo Otto	32
Figura 6: Ciclo Miller Vs Otto	33
Figura 7: Ciclo Teórico Diésel.....	33
Figura 8: Ciclo real de un MEC.....	35
Figura 9: Ciclo real de un MEP	35
Figura 10: Gráfica Potencia-Dosado de un MEP	37
Figura 11: Culata y los elementos más comunes que debe alojar.....	38
Figura 12: Émbolo y sus segmentos	39
Figura 13: Cigüeñal y bielas.....	40
Figura 14: Válvulas y sistema de distribución.....	40
Figura 15: Esquema general de un MCIA.....	41
Figura 16: Sistema OHV	42
Figura 17: Sistema DOCH	42
Figura 18: Diagrama de distribución variable	43
Figura 19: Colector de Admisión Magneti Marelli.....	44
Figura 20: Generación de turbulencia en la cámara de combustión	45
Figura 21: Accionamiento Chapaletas de Turbulencia.	46
Figura 22: Efecto de los diferentes tamaños de turbina en las prestaciones	47
Figura 23: Sistema de Sobrealimentación con Intercooler Aire-Aire.....	47
Figura 24: Esquema Válvula Reguladora de la Presión de Sobrealimentación (Waste Gate).....	48
Figura 25: Configuración de la Waste Gate Para que se Abra a una Presión Determinada en Distintos Motores.	48
Figura 26: Curva de Régimen del Turbocompresor.....	48
Figura 27: Inyección Directa e Indirecta.....	49
Figura 28: Rail común y bomba seccionados de un motor diésel Caterpillar.....	50
Figura 29: Esquema Inyector Seccionado.....	50
Figura 30: Esquema Sistema Common-Rail	51



Figura 31: Esquema expansión del chorro	52
Figura 32: Esquema Sistema de la Válvula EGR	53
Figura 33: Esquema de composición interior de un Catalizador con una Resistencia Interior para la Regeneración.	54
Figura 34: Texa Ibérica, Diagnósis Multimarca	61
Figura 35: Texa Navigator TXT	62
Figura 36: Bloque Flow Boundary	64
Figura 37: Bloque Volumen de control	65
Figura 38: Bloque de restricción de flujo.....	66
Figura 39: Bloque de intercambiador de calor	67
Figura 40: Bloque del compresor	68
Figura 41: Volumen de control y balance del compresor.....	68
Figura 42: Bloque eje.....	69
Figura 43: Bloque Turbina	70
Figura 44: Balance de masa y energía de la Turbina	71
Figura 45: Bloque Motor.....	72
Figura 46: Controlador del SI Core Engine.....	73
Figura 47: Esquema de señales de entrada y salida del controlador.....	74
Figura 48: Bloque Constant Temperatura	74
Figura 49: Bloque Gain.....	74
Figura 50: Bloque Bus	75
Figura 51: Bloque Gauge	75
Figura 52: Look-Up Table.....	76
Figura 53: Slider Acelerador.....	76
Figura 54: Bloque de inercia rotacional.....	76
Figura 55: Renderizado del Motor 2.2 HDi	79
Figura 56: Esquema de un Motor de Combustión Interna Alternativa MEC.....	80
Figura 57: Motor montado en el vehículo.....	80
Figura 58: Correa de distribución	81
Figura 59: Cadena de árboles de levas.....	81
Figura 60: Colector de admisión.....	83
Figura 61: Conductos H+T.....	83
Figura 62: Mariposa del conducto T abierta.....	83
Figura 63: Entradas a la admisión.....	84



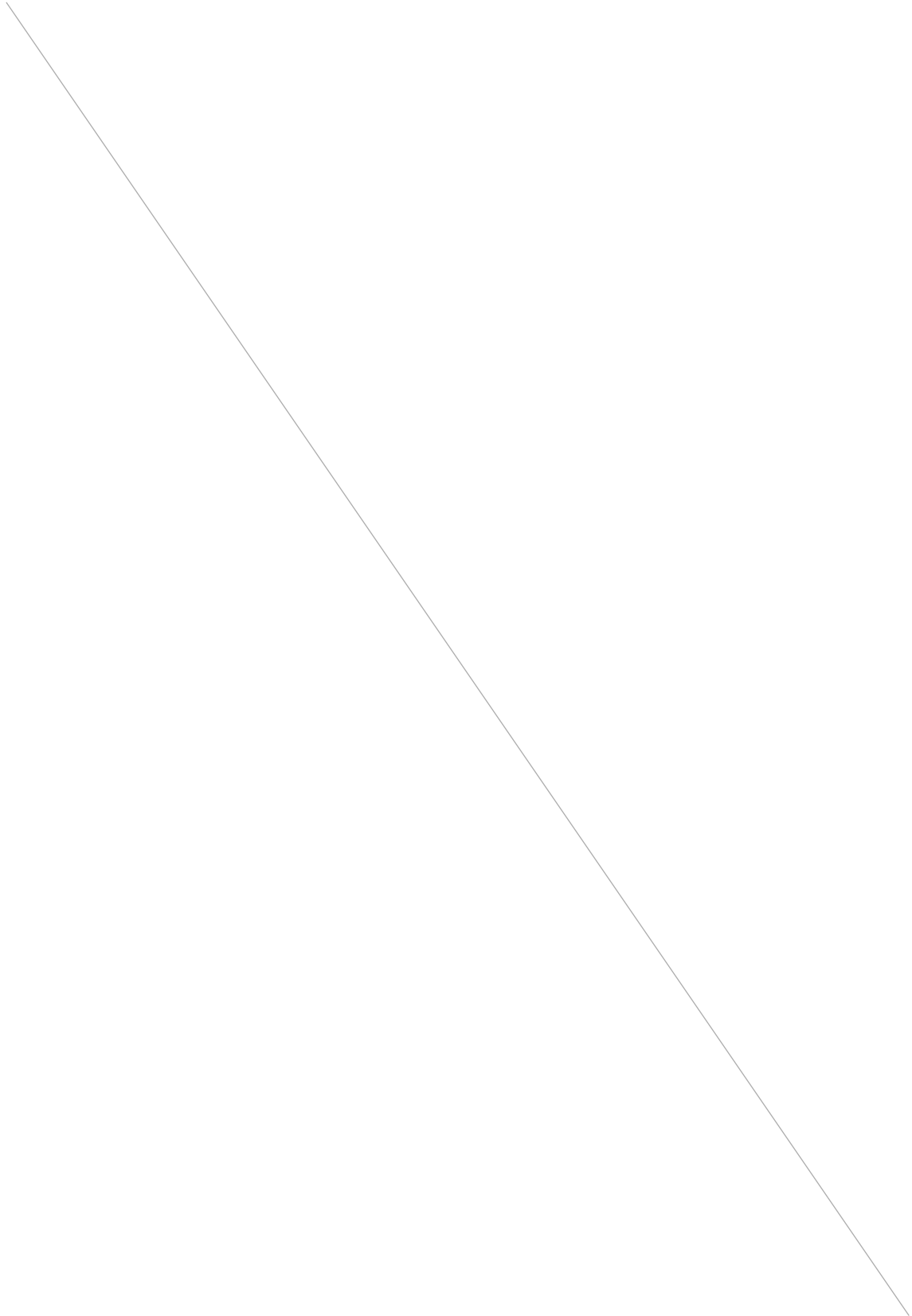
Figura 64: Conductos primario y secundario	84
Figura 65: Rail Común.....	85
Figura 66: Turbo Garret VTG de 2.2 HDi.....	85
Figura 67: Cierre sección	85
Figura 68: Apertura sección	86
Figura 69: Actuador eléctrico	86
Figura 70: Árboles de equilibrado	87
Figura 71: Engranajes helicoidales del cigüeñal y masas excéntricas	87
Figura 72: Válvula EGR.....	87
Figura 73: Catalizador y filtro antipartículas	88
Figura 74: Aditivo de óxido metálico	88
Figura 75: Tanque de aditivo	88
Figura 76: Aire a través del intercooler.	89
Figura 78: Grado de suciedad permitido.....	89
Figura 79: Modelo del motor en Simulink	94
Figura 80: Croquis del modelo, señalando el flujo de gases desde admisión hasta escape.	95
Figura 81: Señales Ambientales	97
Figura 82: Sensores de presión y temperatura procedentes de la salida Info de uno de los bloques	98
Figura 83: Señales entrada-salida	98
Figura 84: Uso de señales entrada-salida con sensores Log	98
Figura 85: Sensores de medición de gases.	99
Figura 86: Parámetros del Filtro de aire.....	99
Figura 87: Parámetros del conducto de entrada del compresor.....	100
Figura 88: Tramo inicial de la admisión	100
Figura 89: Tabla de parámetros del compresor.....	101
Figura 90: Eje sobrealimentación	102
Figura 91: Tubo hacia el intercooler.	103
Figura 92: Intercooler y pérdidas del intercooler	103
Figura 93: Sección y pérdidas del intercooler	104
Figura 94: Conducto inicial del cuerpo de admisión	104
Figura 95: Conductos del cuerpo de admisión	105
Figura 96: Sistema de apertura del Tubo T	106



Figura 97: Entrada de aire y sensores MAP y MAT	107
Figura 98: Bloque motor con las entradas y salidas	108
Figura 99: Parámetros del bloque motor, aire	109
Figura 100: Parámetros del bloque motor, torque	109
Figura 101: Parámetros del bloque motor, Escape	110
Figura 102: Parámetros del bloque motor, Combustible.....	110
Figura 103: Colector de escape	111
Figura 105: Parámetros de la válvula EGR.....	112
Figura 106: Parámetros de la válvula EGR.....	113
Figura 107: Entrada de temperatura de motor	113
Figura 108: Bloque de turbina con el sistema de control de la cremallera	114
Figura 109: Tablas de potencia de la turbina.....	114
Figura 110: Sistema de accionamiento de la válvula Wastegate	115
Figura 111: Constantes del sistema wastegate.....	115
Figura 112: Sistema de escape.....	116
Figura 113: Sistemas de control del modelo	117
Figura 114: Parámetros ECU de la EGR y el VGT	117
Figura 115: Parámetros del sistema de inyección y combustible	118
Figura 116: Parámetros de ralentí	119
Figura 117: Inyección del modelo	119
Figura 118: salida de señal de velocidad a través del torque generado y la inercia rotacional.....	120
Figura 119: Configuración de inercias.....	120
Figura 120: Gráfica PV del modelo	127
Figura 121: Torque a Solicitación Máxima.....	128
Figura 122: Tiempo de Inyección	129
Figura 123: Avance de Inyección.....	129
Figura 124: Porcentaje de apertura de la válvula EGR.....	130
Figura 126: Temperatura del intercambiador EGR.....	131
Figura 127: Presión de entrada y salida del compresor	131
Figura 128: Temperaturas de entrada y salida del compresor	132
Figura 129: Presiones de entrada y salida de la turbina.....	132
Figura 130: Temperaturas de entrada y salida de la turbina.....	133
Figura 131: Apertura de la válvula Wastegate.....	134



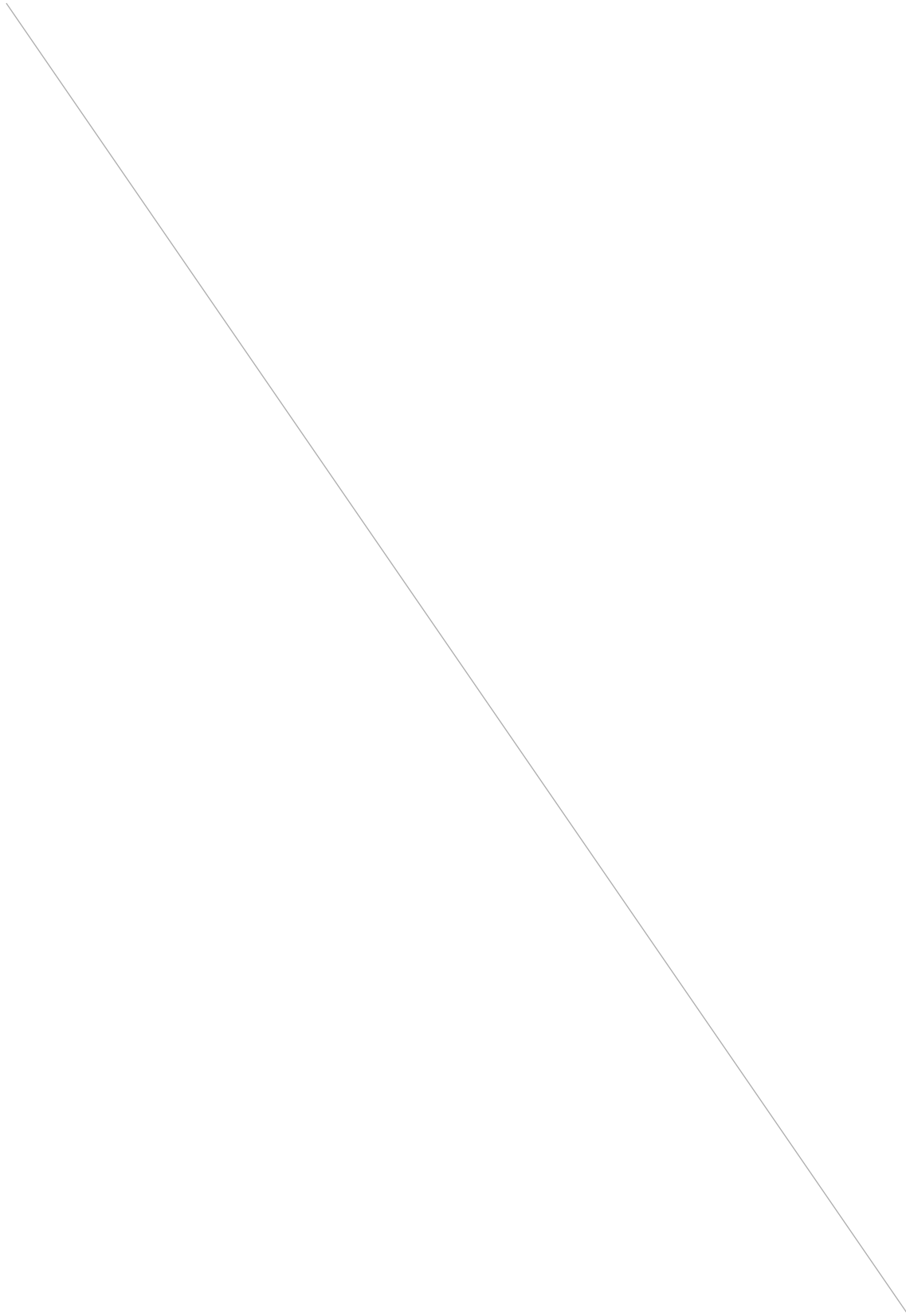
Figura 132: Posición de la cremallera VGT	135
Figura 133: Comparativa RPM del turbo vs. Motor	136
Figura 134: Temperaturas en el sistema de admisión	137
Figura 135: Presiones en el sistema de admisión	138
Figura 136: Dióxido de carbono emitido	138
Figura 137: Óxido de Nitrógeno emitido	139
Figura 138: Hidrocarburos emitidos	140
Figura 139: Monóxido de carbono emitido	141
Figura 140: Total de las emisiones emitidas	142





Índice de Tablas

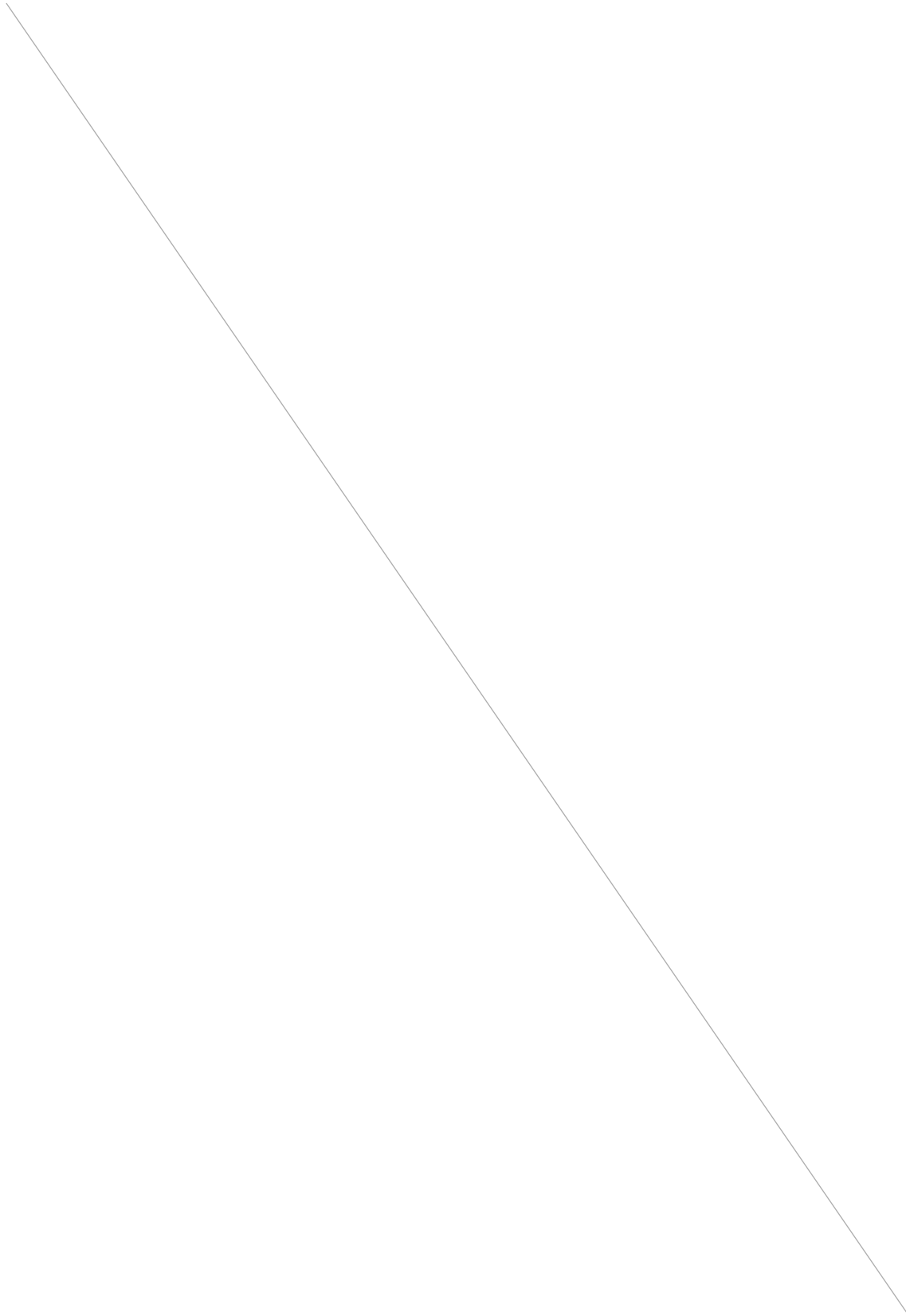
Tabla 1: Límites máximos de emisiones – Motores de gasolina (Euro 1-7)	59
Tabla 2: Límites máximos de emisiones – Motores de diésel (Euro 1-7).....	59
Tabla 3: Variables geométricas	92
Tabla 4: Variables de funcionamiento.	93
Tabla 5: Variables de los fluidos.	94
Tabla 6 : Listado de señales del modelo.....	96
Tabla 7: Resultado de Sículo en 739 rpm.....	124
Tabla 8: Resultado de Sículo en 2000 rpm.....	125
Tabla 9: Resultado de Sículo en 3000 rpm.....	126
Tabla 10: Resultado de Sículo en 4000 rpm.....	126





Índice de Ecuaciones

Ecuación 1: Entalpia.	65
Ecuación 2: Temperatura de salida intercooler.....	67
Ecuación 3: Tasa de transferencia de calor.....	67
Ecuación 4: Trabajo del Compresor.....	69
Ecuación 5: Temperaturas del Compresor.....	69
Ecuación 6: Rendimiento del Compresor.....	69
Ecuación 7: Segunda ley de Newton	70
Ecuación 8: Potencia extraída por la turbina.....	71
Ecuación 9: Eficiencia isentrópica.....	71
Ecuación 10: Temperatura de salida isentrópica.....	71
Ecuación 11: Torque motor.....	77
Ecuación 12: Área de una sección.	105
Ecuación 13: Volumen de un cilindro	111
Ecuación 14 : Siculo.....	149





Nomenclaturas

- *MCIA*: Motor de combustión interna alternativo
- *CFD*: Computational Fluid Dynamics (Dinámica de fluidos computacional)
- *EGR*: Exhaust Gas Recirculation (Recirculación de gases de escape)
- *MEP*: Motor de Encendido Provocado
- *MEC*: Motor de Encendido por Compresión
- *4T*: 4 Tiempos
- *2T*: 2 Tiempos
- *PMI*: Punto Muerto Inferior
- *PMS*: Punto Muerto Superior
- *AAA*: Avance en la Apertura de Admisión
- *RCA*: Retraso en el Cierre de Admisión
- *AAE*: Avance en la Apertura de Escape
- *RCE*: Retraso en el Cierre de Escape
- *AFR*: Dosado o Relación Aire/Combustible
- λ : Lambda
- *NO_x*: Óxido de Nitrógeno
- *CO*: Monóxido de Carbono
- *HC*: Hidrocarburos
- *CO₂*: Dióxido de Carbono
- *H₂O*: Agua (vapor de agua)
- *N₂*: Nitrógeno
- *PM*: Emisión de Partículas
- *OHV*: Overhead Valve (Sistema de árbol de levas en cabeza)
- *DOHC*: Double Overhead Camshaft (Sistema de doble árbol de levas en cabeza)
- *Swirl*: Efecto del aire de carácter rotatorio/turbulento dentro de la cámara de combustión
- *VGT*: Variable Geometry Turbo (Turbocompresor de geometría variable)
- *FGT*: Fixed Geometry Turbo (Turbocompresor de geometría fija)



- *Common Rail*: Riel Común
- *ECU*: Engine Control Unit (Unidad de control del motor)
- *TWC*: Three Way Catalyst (Catalizador de tres vías)
- *DOC*: Diesel Oxidation Catalyst (Catalizador de oxidación)
- *SRC*: Selective Catalytic Reduction (Reducción catalítica selectiva)
- *DPF*: Diesel Particulate Filter (Filtro de partículas diésel)
- *OBD*: On Board Diagnostics (Diagnostico a bordo)
- *VBA*: Visual Basic fo Applications
- *RTA*: Revista Técnica del Automóvil
- *HDi*: High-pressure Direct Injection (Inyección directa a alta presión)
- *HIL*: Hardware-in-the-loop
- *FAP*: Filtro de Partículas Aditivado
- *MAP*: Mainfold Air Pressure (Presión del aire de la admisión)
- *MAT*: Mainfold Air Temperature (Temperatura del aire de la admisión)



1. Memoria

1.1 Introducción

Los Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA) siguen representando una tecnología clave en múltiples aplicaciones industriales, especialmente en el ámbito del transporte terrestre. Las normativas medioambientales y la evolución hacia los sistemas híbridos o eléctricos han modificado el panorama tecnológico, aun así, los MCIA, son irremplazables, debido a su elevada densidad energética, costes bajos de creación y robustez operativa.

En este contexto, las herramientas de simulación se han convertido en instrumentos fundamentales para el análisis, desarrollo y validación de motores, siendo el mayor logro de este método, la reducción de costes de prototipado y la aceleración en los procesos de diseño. Estas simulaciones requieren modelos matemáticos precisos que reproduzcan fielmente, los fenómenos físicos implicados, como la combustión, transferencia de calor, flujo de gases y dinámica de los sistemas mecánicos.

En este proyecto se enfoca en el desarrollo de un modelo computacional funcional de un MCIA diésel, implementado en el entorno Matlab-Simulink. Gemelo matemático que permitirá estudiar el motor en diversas condiciones y validar los resultados frente a datos experimentales.

1.2. Objetivos del Proyecto

El objetivo principal de este proyecto es el desarrollo de un modelo integral de motor diésel en Simulink. El fin es adquirir un propulsor que contenga sus complejos sistemas de admisión, combustión, escape, recirculación de gases y sobrealimentación, así como las tablas de inyección, control de wastegate, control de EGR, o inyección. El modelo se concibe como una herramienta eficiente en términos temporales, computacionales y económicos, que permita a investigadores e ingenieros evaluar estrategias de optimización sin recurrir a ensayos experimentales de alto valor económico, ni a simulaciones en softwares de CFD de elevado tiempo de cálculo.

En términos de objetivos específicos:

- Se quiere representar el sistema motor de forma integral, en un único entorno, desde los subsistemas de admisión, compresor intercooler, EGR, combustión, escape y turbina, junto con las estrategias de control asociadas.

- En consecuencia, se pretende aproximar el modelo a la realidad física, introduciendo las pérdidas mecánicas, restricciones geométricas y limitaciones de la gestión electrónica, de manera que los resultados de par, presión y temperatura se ajusten a los valores de referencia generales de motores reales similares.

- Se pretende demostrar la eficiencia temporal y computacional, ya que si se puede realizar un modelo en Simulink este nos permite obtener resultados en tiempos de simulación mucho menores que los requeridos por herramientas de dinámica de fluidos



computacional (CFD) lo cuales son más precisos, pero no tan útiles que los modelos 0D o 1D que se ofrecen en Simulink.

-Se quiere implementar un sistema de monitorización y análisis, usando técnicas de data logging y sistemas de bus para registrar y procesar variables claves del motor, facilitando la trazabilidad de resultados y la validación del modelo.

-Por último, este proyecto no es más que una pequeña base, para muchos más proyectos, donde sirva como plataforma modular y ampliable, así como que pueda servir como punto de partida para proyectos posteriores, tales como la integración de sistemas híbridos, electrificación de auxiliares, análisis de emisiones bajo normativas futuras, sistemas de generación de energía, planta de pruebas para nuevos combustibles y muchos más.

1.3. Antecedentes (Marco Teórico)

1.3.1. Introducción a los MCIA

Los MCIA son dispositivos térmicos que transforman la energía química del combustible en energía mecánica mediante un proceso de combustión controlado, que se realiza en el interior de una cámara cilíndrica cerrada. Su funcionamiento se basa en principios de la termodinámica y de la mecánica de fluidos.

Es importante diferenciar el concepto de máquina térmica y motor térmico. Se entiende por máquina térmica, aquella que es capaz de intercambiar energía mecánica con el exterior, a partir de la variación de la energía del fluido que recorre la misma. Dentro de las máquinas térmicas se les considera motores, si se extrae energía mecánica, y generadores, si se introduce para producir un incremento de la energía térmica del fluido.

Un motor térmico es un conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener energía mecánica a partir del estado térmico del fluido compresible que atraviesa dicha máquina. Este estado térmico se queda en el interior del motor, mediante un proceso de combustión tradicional.

1.3.2 Clasificación de los MCIA

Dentro del grupo de los MCIA, pueden realizarse subdivisiones que clasifican los diferentes tipos de estos, para poder estudiar sus peculiaridades por separado, poder comparar, y tomar decisiones sobre la idoneidad y ventajas de cada tipo de motor.

Las clasificaciones más usuales y las que se presentarán a continuación, son las que se centran en:

- a) Según su método de ignición.
- b) El tipo de ciclo de trabajo realiza.
- c) El tipo de alimentación de aire.

Estas clasificaciones definen con precisión el tipo de motor objeto de estudio, facilitando su análisis teórico como su modelado computacional. Además, son fundamentales para evaluar el comportamiento del motor bajo distintas condiciones operativas y seleccionar las estrategias de simulación más adecuadas para cada caso.



1.3.2.1. Encendido Provocado y Encendido por Compresión

Dependiendo de cómo se realiza el método de ignición de la combustión, los motores pueden ser encendidos provocados o por compresión. El encendido provocado es el cual necesita un elemento externo para provocar el inicio de la combustión; mientras que, en el encendido por compresión, la combustión es consecuencia del aumento de temperatura y presión del aire introducido en la cámara de combustión, en combinación con la inyección de combustible a altas presiones, surgiendo el fenómeno de autoignición.

En un Motor de Encendido Provocado (MEP), es la bujía, un dispositivo electromecánico que convierte energía eléctrica de alta tensión en una chispa entre sus electrodos, provocando la ignición de la mezcla en el interior del cilindro. Está roscada a la culata del motor y soporta presiones y temperaturas elevadas. Es necesaria una bujía en cada uno de los cilindros del motor, y su posición es estudiada para observar cómo puede avanzar la combustión a lo largo del cilindro. Los MEP también necesitan una premezcla de aire y combustible en el momento de la combustión, por lo que su forma tradicional de realizarlo era mezclar el combustible con el comburente (oxígeno procedente del aire) en el carburador.

Este era el primer método que ha sido reemplazado por las inyecciones de combustible en el colector de admisión, conocido como la inyección indirecta o bien, mediante inyección directa en el cilindro. Un inyector se encarga de inyectar el combustible durante la carrera de admisión del pistón. Este cambio pretende controlar la estratificación de la mezcla en función del instante en el que se inicie la inyección. Si se realiza a lo largo de la carrera de admisión, se pueden generar mezclas más homogéneas, (dentro de la heterogeneidad que es una mezcla de combustible-aire), a comparación con la inyección en la carrera de compresión, en donde el combustible no tiene tanto tiempo para mezclarse y en consecuencia, la mezcla es más heterogénea. El combustible más usado para el MEP es la gasolina.

El Motor de Encendido por Compresión (MEC), no necesita de elementos externos, para la realización de la combustión. En los MEC, se provoca la ignición de la mezcla mediante la obtención de condiciones de presión y temperatura dadas, en el interior de la cámara del cilindro. La carrera de compresión se destina a comprimir y generar las condiciones de presión y temperatura al aire que se encuentra en el interior de la cámara sin el combustible, una vez se obtienen estas propiedades, se inyecta el combustible. Este se inyecta al final de la compresión, a una alta presión, con la intención de penetrar en el aire y promover una mezcla homogénea, en donde las partículas de combustible buscarán al comburente que se encuentran en las condiciones de presión y temperatura idóneas generando la autoignición en ciertos puntos en la cámara, e iniciando el avance de llama, generando el trabajo útil del ciclo. Los MEC están obligados a ser más robustos, por cuestiones de ciclo, ya que trabajan a más presión y temperatura que los MEP. El combustible que usan estos MCIA, es el diésel.

1.3.2.2. Tipos de Ciclos de Trabajo

Aisladamente del tipo de combustión que realicen o su método de ignición, los MCIA se clasifican con base a como realizan el ciclo de trabajo. Se pueden clasificar en motores 4

Tiempos (4T) y motores 2 Tiempos (2T). La diferencia entre ambos es que cada uno renueva la carga de forma distinta (admisión y escape).

Ciclo de Trabajo 4 Tiempos.

Los motores 4T, realizan un ciclo de trabajo en 4 carreras de pistón, usando el mecanismo biela-manivela que conforma un motor moderno, donde el émbolo que está en contacto con los gases y sella la cámara, se conecta a la biela; el movimiento alternativo de este se une y envía el trabajo a la manivela, comúnmente llamado como cigüeñal. Con media vuelta de cigüeñal el pistón sube, o baja a través de la camisa del cilindro, y a este movimiento se le llama carrera. El hecho de que se llame al ciclo 4 tiempos es porque necesita 4 carreras (admisión, compresión, explosión-expansión, escape) para realizarlas (Fig. 1).

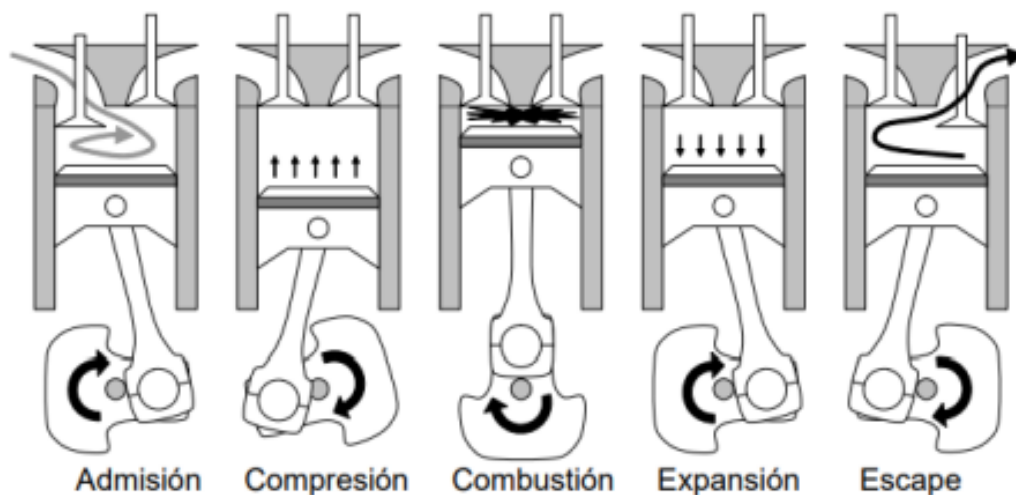


Figura 1: Ciclo 4 Tiempos

-Admisión: En la primera carrera el pistón desciende desde el Punto Muerto Superior (PMS) (0° - 180°) hacia el Punto Muerto Inferior (PMI), durante la misma se abre la válvula de admisión y entra la mezcla de aire-combustible (MEP) o solo aire (MEC).

-Compresión: La segunda carrera es la de compresión (180° - 360°), en donde el aire o mezcla dentro del cilindro se comprimen, ascendiendo desde PMI a PMS ante ambas válvulas cerradas.

-Combustión y Expansión: La combustión ocurre debido a la generación de chispa provocada o la presión y alta temperatura en el interior de la cámara. A continuación, surge la expansión la cual entrega el trabajo útil mecánico, al eje conocido como cigüeñal, el pistón vuelve a descender de PMS a PMI (360° - 540°).

-Escape: Por último, la carrera de escape hace que el pistón ascienda desde PMI a PMS (540° - 720°) y la válvula de escape se abre, liberando los gases quemados.

Se comprueba que el motor requiere dos giros completos del cigüeñal para completar un ciclo termodinámico (4 tiempos). En el modelo teórico ideal, se asume que las válvulas de admisión y escape abren y cierran de manera instantánea coincidiendo exactamente

con los PMS Y PMI. Sin embargo, en condiciones reales de funcionamiento, estos eventos no ocurren de forma abrupta ni exacta, sino que presenta un desfase temporal y angular, debido a las limitaciones mecánicas y a consideraciones de eficiencia volumétrica

A su vez, el momento de encendido tampoco se produce en el PMS al final de la compresión, sino que debe adelantarse o retrasarse en función de múltiples variables (carga, régimen de giro o tipo de combustible...) para la optimización de la combustión.

Para ello, se emplean parámetros característicos como:

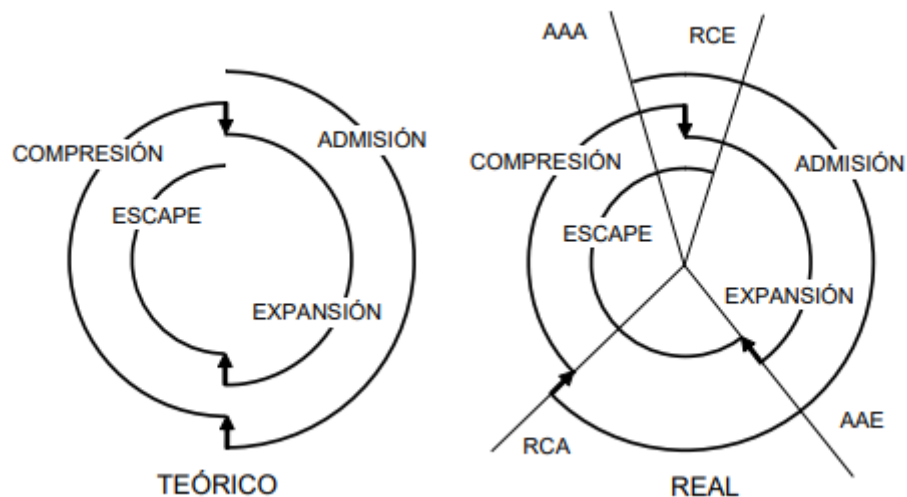


Figura 2: Diagrama de Distribución, Teórico y Real

-AAA (Avance en la Apertura de Admisión): la válvula de admisión comienza a abrirse antes de que el pistón alcance el PMS de escape.

-RCA (Retraso en el Cierre de Admisión): la válvula de admisión permanece abierta después del PMI durante la carrera de compresión inicial.

-AAE (Avance en la Apertura de Escape): la válvula de escape se abre antes de que el pistón alcance el PMI de expansión, permitiendo liberar presión residual.

-RCE (Retraso en el Cierre de Escape): la válvula de escape se mantiene abierta durante parte de la carrera de admisión, para favorecer el barrido de gases residuales.

En la figura 2, las válvulas realmente no abren y cierran en los puntos muertos, sino que suelen abrir antes y cerrar después por dos motivos fundamentales: mejorar el llenado del cilindro y disminuir el trabajo de bombeo. Lo ideal sería una apertura y cierre instantáneo, pero esto es imposible debido a que supondría aceleraciones muy grandes y consecuentemente fuerzas de accionamiento inalcanzables para los materiales.

Ciclo de Trabajo 2 Tiempos.

A diferencia de los 4T, los motores 2T, completan el ciclo de trabajo en únicamente dos carreras del pistón lo que equivale a una sola vuelta de cigüeñal. Esta reducción en el

número de fases se logra mediante la superposición de procesos que, en los 2T, se desarrollan de manera secuencial. Específicamente, las fases de admisión y escape se realizan de forma simultánea, lo que constituye una de las características más distintivas del ciclo 2T.

Este proceso se conoce como barrido, y consiste en la utilización del aire fresco de admisión para expulsar los gases quemados remanentes de la combustión anterior. Es decir, el propio flujo entrante de aire se encarga de barrer el interior del cilindro, desplazando así los productos de la combustión hacia el sistema de escape.

Durante la fase de expansión, y cuando el pistón se aproxima al PMI, se descubren unas lumbreras mecanizadas en la pared del cilindro. Son estas las que se abren cuando el pistón desciende, permitiendo simultáneamente la entrada de aire fresco y salida de los gases residuales. Al iniciar de nuevo el ascenso, el pistón vuelve a obturarlas, sellando el cilindro y comenzando la fase de compresión.

Esta simplificación del ciclo presenta implicaciones tanto geométricas como funcionales. Una de las más relevantes es que para que el proceso de barrido sea efectivo, la presión del aire de admisión debe superar la presión de los gases de escape. Sin embargo, esta condición no suele cumplirse de forma natural en los 2T, por lo que es común recurrir a sistemas que aumentan la presión de la admisión, tales como cámaras de precompresión en el cárter, que actúan como bomba cuando el pistón desciende, o sistemas de sobrealimentación externa (como compresores o turbocompresores) (Fig. 3).

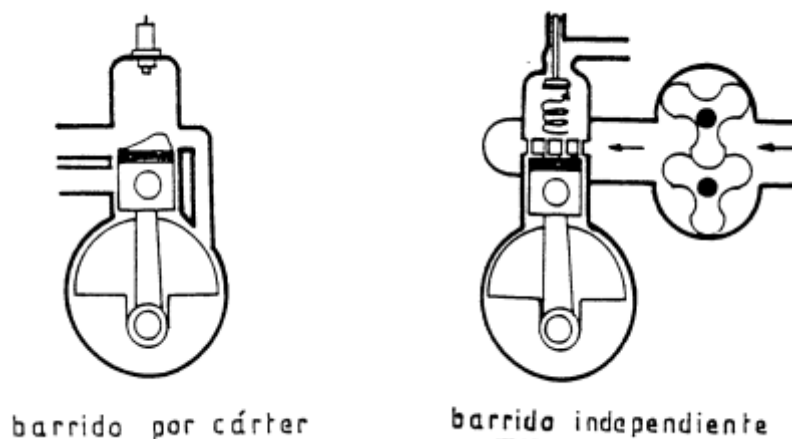


Figura 3: Tipos de barrido en el motor 2T

1.3.2.3. El tipo de alimentación de aire

En los MCIA, es común hablar de motores “atmosféricos” o “sobrealimentados”, refiriéndonos a la forma en la que el motor adquiere el aire con el que hacer la combustión. En un motor sobrealimentado, este concepto hace referencia al incremento de la presión en el conducto de admisión, con el objetivo de mejorar el llenado de aire en el cilindro. Al aumentar la masa de aire admitida por cilindro y por ciclo de trabajo, se incrementa

proporcionalmente la cantidad de combustible, que se puede quemar, y ello contribuye a una mayor entrega de potencia y mejor rendimiento global.

Por lo que podemos segmentar los motores según su forma de alimentarse en dos tipos:

- Motores de aspiración natural, los cuales no disponen de ningún mecanismo adicional para aumentar la presión en la admisión, ya que el llenado del cilindro depende únicamente de la presión atmosférica y la dinámica de los gases.

- Motores sobrealimentados, que estos incorporan un dispositivo (Fig. 4) en el sistema de admisión el cual tiene como propósito aumentar la presión del aire que ingresa al motor, con el fin de mejorar rendimiento.

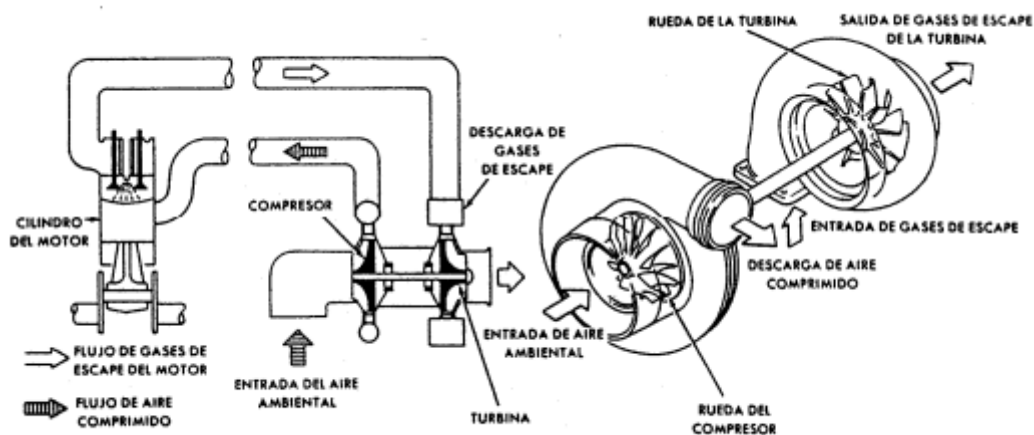


Figura 4: Sistema de sobrealimentación por Turbocompresor

1.3.3. Ciclos indicados de operación de un MCIA

Un MCIA opera según ciclos termodinámicos que describen las distintas fases por las que pasa el fluido de trabajo dentro del cilindro. Estos ciclos representan idealmente el comportamiento del motor y permite observar la eficiencia y rendimiento. Se puede definir un ciclo termodinámico como la serie de procesos que experimenta un fluido desde un estado inicial, a un final, el cual vuelve a ser el primer estado inicial. Los ciclos teóricos hacen ciertas hipótesis simplificadoras, las cuales permiten la realización de cálculos más fácilmente y sirven de modelos de referencia o comparación. Los ciclos reales son más complejos de calcular. Este proyecto tiene como estudio un MEC 4T, por lo que, interesan observar los ciclos posibles con este motor.

1.3.3.1. Ciclo Teórico Otto a Volumen Constante

El ciclo Otto es el ciclo ideal que describe el funcionamiento de los motores por encendido por chispa (gasolina, gas natural o glp).

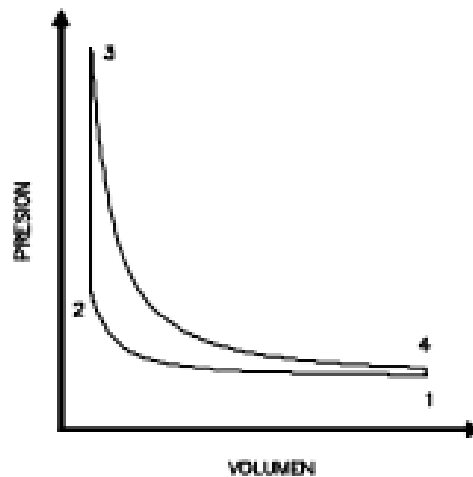


Figura 5: Ciclo Otto

El fluido comienza a compresión isentrópica (1-2) en donde se comprime la mezcla aire-combustible de manera adiabática y reversible, es decir no hay un intercambio de calor con el entorno y no hay pérdidas por fricción. Posteriormente ocurre una combustión instantánea (2-3) a volumen constante la cual se considera que en el momento en el que la bujía hace saltar la chispa, al ser la mezcla perfectamente homogénea, esta se enciende de forma rápida y se genera un acrecentamiento de presión sin aumentar el volumen de la cámara que deja el pistón, cosa que un ciclo real no ocurriría debido a que esto es una hipótesis de ciclo ideal. Seguidamente ocurre la expansión isentrópica (3-4), en donde el ciclo realiza el trabajo útil debido a la expansión de los gases, este proceso es una expansión isentrópica. Al finalizar la expansión, los gases liberan calor a volumen constante (4-1), representando idealmente el escape de gases quemados al ambiente. En la figura 5 se distingue el lazo de trabajo útil o alta presión (1-2-3-4), denominado así porque es de donde se saca la potencia.

1.3.3.2. Ciclo Teórico Miller

El ciclo Miller se puede representar de forma similar al ciclo Otto, diseñado para aumentar la eficiencia térmica y reducir las emisiones contaminantes, especialmente las de óxidos de nitrógeno. Se caracteriza por modificar el tiempo efectivo de compresión mediante el control de cierre de la válvula de admisión, o por abrirla anticipadamente. Eso permite una expansión mayor que la compresión efectiva, mejorando la eficiencia global.

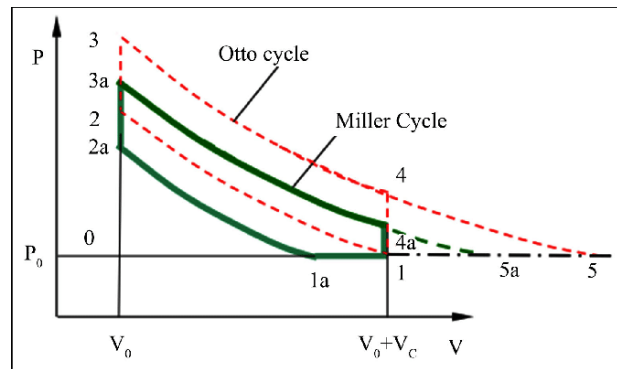


Figura 6: Ciclo Miller Vs Otto

En la figura 6 el ciclo comprime parcialmente la mezcla, pero la válvula permanece abierta (a1) durante una parte inicial del ascenso. Parte del aire vuelve a ser expulsado hacia el colector de admisión, reduciendo el volumen de aire que será realmente comprimido. Tras el cierre retardado de la válvula de admisión, se comprime solo el volumen efectivo atrapado en el cilindro. Proceso que es considerado adiabático e isentrópico. Como en el Otto, se produce un aumento súbito de presión debido a la combustión. Consecuentemente ocurre la expansión isentrópica y por último el escape de gases. Con esa variación se aumenta la relación de expansión en comparación con la relación de compresión efectiva, es decir, la compresión no genera tantas pérdidas gracias a retrasar el cierre de la admisión, lo que mejora el rendimiento termodinámico. Además, la temperatura máxima de combustión disminuye, bajando consigo las emisiones de óxido de nitrógeno (NOx). Este ciclo no puede prescindir de una distribución variable para controlar el tiempo de apertura y cierre de válvulas.

1.3.3.3. Ciclo Teórico Diésel

Nuestro caso de estudio se basa en este ciclo, en él, se considera el funcionamiento ideal de los MCIA encendidos por compresión. Fue propuesto por Rudolf Diesel en 1893 y se caracteriza por la combustión del combustible a presión constante, a diferencia del Otto, en donde la combustión ocurre a $V=\text{cte}$.

Mediante un diagrama Presión (P) -Volumen (V) (Fig.7):

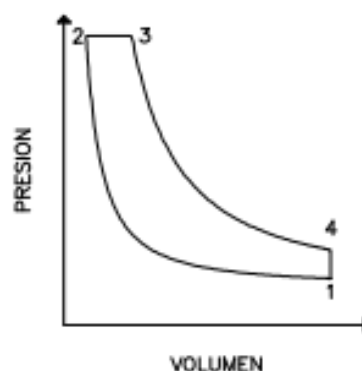


Figura 7: Ciclo Teórico Diésel



El ciclo comienza con una compresión (1-2) isentrópica en donde como en el Otto, no hay transferencia de calor y se considera un proceso adiabático. En este proceso se aumenta significativamente la temperatura del aire, en donde se alcanzan condiciones de autoignición. A presión constante (2-3) se inyecta combustible, que se inflama espontáneamente debido a la alta temperatura del aire. La combustión ocurre de manera ideal, generando un aumento de volumen. La expansión isentrópica (3-4) se idealiza como isentrópica y adiabática. Por último, se idealiza el proceso de escape de gases quemados, expulsando el calor a volumen constante (4-1).

Al comprimir tan solo aire, se alcanzan presiones más altas, en comparación de la presión máxima alcanzada en un ciclo Otto.

1.3.3.4. Ciclo Real

El ciclo real de un motor de combustión interna alternativo describe el comportamiento efectivo del motor en funcionamiento, teniendo en cuenta las limitaciones mecánicas, térmicas y dinámicas del sistema. A diferencia de los teóricos, el real representa lo que ocurre físicamente dentro del motor, incorporando las pérdidas e irreversibilidades que reducen el rendimiento respecto al ideal.

Este ciclo incluye varios aspectos que lo diferencian de los anteriores, tal como la admisión incompleta, en donde la mezcla de aire-combustible, o aire en motores diésel, no llena completamente el cilindro debido a restricciones en las válvulas, pérdidas de carga y dinámica de los gases, reduciendo así la eficiencia volumétrica.

En la compresión también surgen pérdidas, tales como las fugas por los segmentos del pistón y pérdidas por fricción, que reduce la presión final alcanzada.

Otra consecuencia física es la perpetuidad de la combustión, la cual no ocurre a volumen constante, ni a presión constante. Existe un retardo de encendido y un proceso de combustión que se desarrolla a lo largo de un cierto ángulo de cigüeñal, generando presiones máximas inferiores a las teóricas. Esto también genera expansiones imperfectas, ya que la expansión de los gases no es completamente adiabática; parte de la energía se pierde como calor hacia las paredes del cilindro.

Otra limitación física es la apertura de válvulas, que impide la evacuación total de gases quemados, por lo que esta salida, no es instantánea ni completa, y quedarán gases residuales en el cilindro para el próximo ciclo.

Por último, se tienen en cuenta todas las pérdidas por fricción en los cojinetes, segmentos, árbol de levas, bombas auxiliares, que reducen la potencia efectiva disponible.

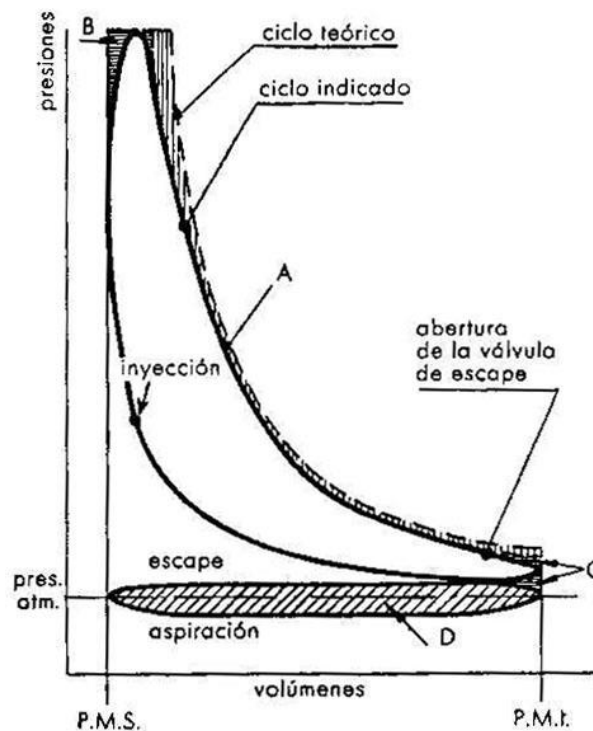


Figura 8: Ciclo real de un MEC

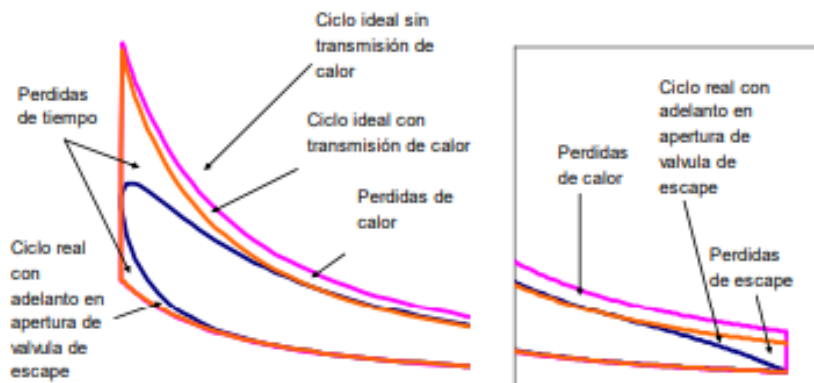


Figura 9: Ciclo real de un MEP

1.3.4 Formación de la mezcla aire-combustible y dosado en los MCIA

En un MCIA, el/la aire-mezcla y combustible, es la combinación del oxidante (aire atmosférico) y el combustible en ciertas proporciones dentro del cilindro. Esta mezcla es la que arde durante la combustión, liberando energía para empujar el pistón. Para que ocurra la combustión de forma controlada y eficiente, la mezcla debe prepararse adecuadamente: si hay demasiado combustible o demasiado poco en relación con el aire, la combustión será deficiente o incluso no ocurrirá. Por lo general existe un rango de proporciones aire/combustible dentro del cual la ignición es posible, fuera de este rango no se produce la combustión. Estos límites se conocen como límites de inflamabilidad inferior y superior. La función de la mezcla es, por tanto, aportar al combustible en contacto con suficiente oxígeno para que la reacción química de combustión pueda

iniciarse y propagarse, liberando la energía térmica necesaria. Una mezcla bien proporcionada garantiza que el combustible se quemará casi por completo, aprovechando su energía y minimizando residuos de combustión.

1.3.4.1. Dosado y estequiometría

Se denomina dosado o relación aire-combustible (AFR) a la proporción entre la masa de aire y la masa de combustible presente en la mezcla. En cada combustión se necesita oxidar (quemar) completamente el combustible sin que sobre oxígeno, ni queden restos de combustible sin quemar.

Por ejemplo, en motores de gasolina la mezcla estequiométrica, es aproximadamente 14.7:1 en masa, es decir 14,7 kilogramos de aire por cada 1 kilogramo de gasolina. En estos siempre se pretende rondar este valor, debido a que es su punto de eficiencia ideal, si la mezcla real tiene menos aire del requerido y más combustible del necesario, se denomina mezcla rica; si tiene más aire del necesario, es mezcla pobre. En los motores diésel, el valor estequiométrico es de 14,5:1, pero es necesario destacar que los motores diésel siempre van a trabajar en mezcla pobre, controlando el mismo mediante la cantidad de combustible inyectada.

Se usa a menudo el parámetro lambda (λ) o factor de equivalencia para cuantificar esto el exceso de oxígeno. Se define λ como el dosado real dividido por el dosado estequiométrico.

- $\lambda=1$, indica mezcla estequiométrica.

- $\lambda<1$, indica mezcla rica .

- $\lambda>1$, indica mezcla pobre.

El valor del dosado afecta directamente al comportamiento del motor, y al rendimiento de las emisiones. Una mezcla rica tiende a liberar más energía por ciclo porque hay más combustible disponible que quemar, pero también puede resultar en parte del combustible sin quemar, baja eficiencia y temperaturas de combustión algo más bajas, lo que reduce la formación NOx. Las mezclas muy ricas, sin suficiente oxígeno, producen elevadas emisiones de CO, hidrocarburos sin quemar y hollín. Por otro lado, una mezcla pobre suele consumir menos combustible para una misma cantidad de aire, por lo que puede ser más eficiente en cuanto a economía de combustible y permitir temperaturas globales más bajas, que favorecen una combustión, más completa del combustible disponible. Una combustión incompleta, suelen generar temperaturas de llama más elevadas que favorecen la formación de NOx.

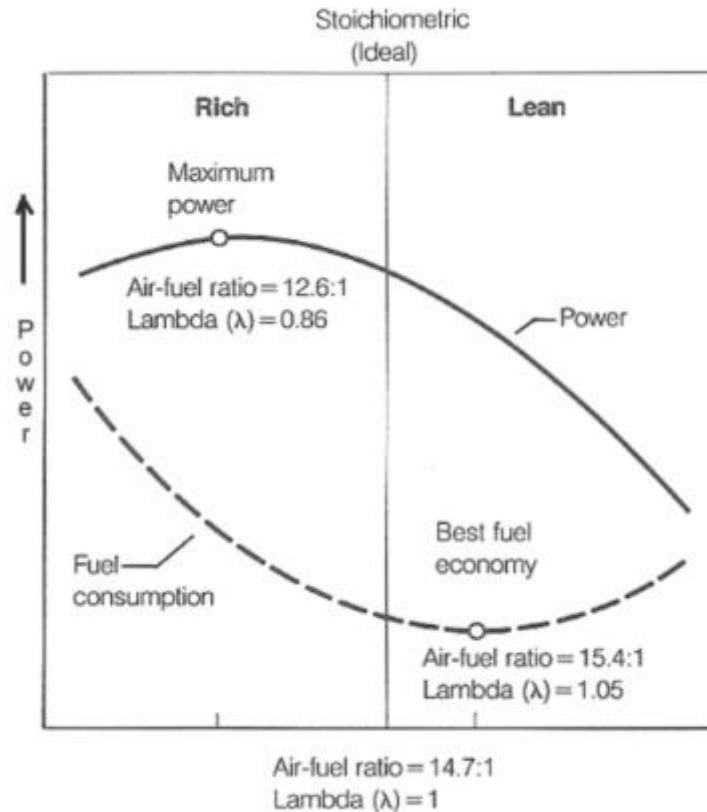


Figura 10: Gráfica Potencia-Dosado de un MEP

En la figura 10 se ilustra el efecto del dosado de un MCIA gasolina: la potencia máxima suele alcanzarse con una mezcla ligeramente rica (ej. AFR $\approx 12,6:1$, $\lambda \approx 0,86$), mientras que la mejor eficiencia ocurre con una mezcla pobre moderada (ej. AFR $\approx 15:1$, $\lambda \approx 1,05$). La mezcla estequiométrica se sitúa entre esos extremos, proporcionando un equilibrio. En motores de encendido por chispa modernos, durante la mayor parte del funcionamiento se mantiene la relación aire-combustible cerca de la estequiométrica mediante un control electrónico para optimizar, la eficiencia del catalizador y las prestaciones. No obstante, para maximizar la potencia a plena carga es común enriquecer ligeramente la mezcla ($\lambda \approx [0,85, 0,9]$), mientras que, para mejorar la economía en crucero, algunos diseños pueden trabajar con mezcla pobre leve ($\lambda \approx 1,1$). En cambio, los motores diésel operan siempre con exceso de aire global y típicamente en un rango entre $\lambda = 1,2$ y $\lambda = 1,5$ en plena carga, precisamente para evitar zonas demasiado ricas que producirían humo. De hecho, a cargas bajas un diésel siempre va a tener λ muy elevado sin problema.

1.3.4.2. Formación de la mezcla en los MEP

En la gasolina, la mezcla se prepara antes de la combustión, buscando lograr una mezcla homogénea, es decir, uniforme en todo el volumen del cilindro. Esta mezcla puede formarse por inyección indirecta (colector de admisión) o por inyección directa (interior del cilindro). La combustión comienza por una chispa generada por la bujía, propagándose mediante un frente de llama a través de la mezcla preformada. El dosado se mantiene cercano al estequiométrico, permitiendo combustiones más limpias y el aire

se regula mediante una válvula mariposa, lo cual introduce pérdidas por bombeo, disminuyendo la eficiencia térmica.

1.3.4.3. Formación de la mezcla MEC

En contraste, en los motores MEC, la mezcla se forma a instantes antes de la combustión. Aquí solo se aspira aire en la admisión, que se comprime intensamente para alcanzar condiciones de autoignición. El combustible, se inyecta directamente al cilindro cerca del final de la compresión, en forma de finas gotas pulverizadas, creando así una mezcla altamente heterogénea, con regiones de mezcla y otras con exceso de aire. La combustión se produce por autoignición simultánea en múltiples puntos, dependiendo de cómo se mezcle el combustible con el aire. La potencia del motor se regula exclusivamente mediante la cantidad de combustible inyectado, siempre manteniendo un exceso de aire, evitando así pérdidas por bombeo y logrando mejor eficiencia térmica.

1.3.5. Componentes Principales de un MEC

Este proyecto se enfoca el diseño y estudio de un motor de encendido por compresión, específicamente un diésel de cuatro tiempos de la época de los 2000. Dado que el motor que se analiza en el trabajo emplea el principio de encendido por compresión, es necesario describir detalladamente las características y componentes de un motor diésel 4T. A través de la explicación de elementos de un MEC, se proporcionará una comprensión más profunda de su funcionamiento y las especificaciones que definen su rendimiento en comparación con otro tipo de motores.

1.3.5.1. Componentes principales.

El cilindro conduce al pistón en su movimiento y es el elemento central del sistema de compresión.

El bloque de cilindros es donde se apoyan las demás partes del motor, por lo que su rigidez es esencial para el buen funcionamiento del motor. El bloque debe poseer de conductos interiores para llevar el aceite a presión a los diferentes cojinetes que soportan el cigüeñal, así como conductos para llevar el aceite a la culata, que a su vez tiene conductos para llevar el aceite al árbol de levas o de balancines. Estos suelen ser de fundición o aluminio. La culata es la pieza del motor de diseño más complejo por la cantidad de funciones y requerimientos que debe cumplir. Puede haber una para todos los cilindros (motores pequeños), o una para cada cilindro o par de cilindros (motores más grandes).

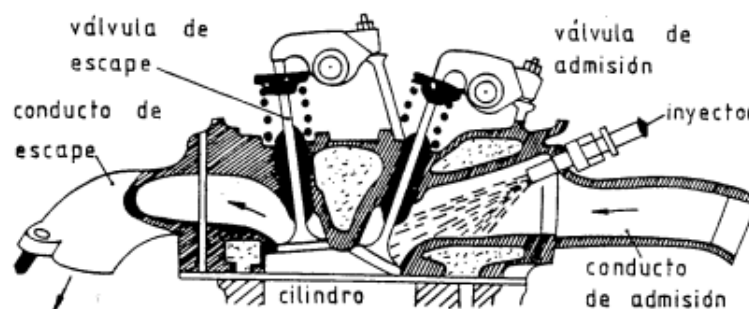


Figura 11: Culata y los elementos más comunes que debe alojar.

La culata debe alojar:

- Conductos de admisión y de escape (pipas de admisión y escape): estos conductos empalman con los colectores de admisión y escape
- Asientos de Válvula: suelen ser postizos de material duro y resistente al choque.
- Guías de válvulas: Es la pieza sobre la cual desliza la válvula, y suelen ser de aleaciones especiales y mecanizadas con gran precisión para conseguir un buen centrado y mínimas fugas.
- Circuitos de refrigeración: tienen que ser de tal manera que minimicen las tensiones térmicas debidas a grandes diferencias de temperatura entre puntos muy próximos.
- Junta de culata: sirve para evitar las fugas en la unión entre cilindro y culata, además, sirve de junta en las uniones de los conductos de agua y aceite entre bloque y culata.
- El pistón transmite la fuerza de los gases a la biela (requerimientos de resistencia mecánica), y debe ser lo más estanco posible al paso de gases de combustión al cárter, y de aceite del cárter a la cámara de combustión, para ello lleva a su alrededor unos aros metálicos (Fig. 12) que se ajustan al cilindro (segmentos). Por ser piezas móviles deben pesar lo menos posible.

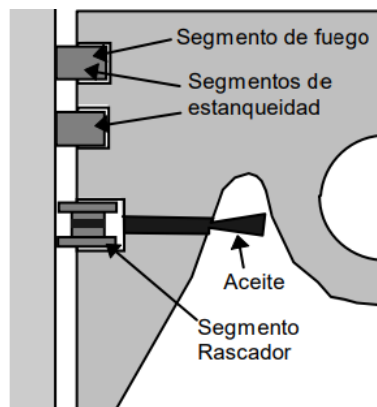


Figura 12: Émbolo y sus segmentos

- El cigüeñal y la biela se encargan de transformar el movimiento alternativo en rotativo para que suministre un par útil. Suelen estar fabricados en fundición o forjado y en cualquiera de los dos casos, son posteriormente mecanizados. En algunos casos, como en los pequeños motores de dos tiempos con barrido por cárter, el cigüeñal consta de dos piezas unidas por un bulón sobre el que se coloca la biela.

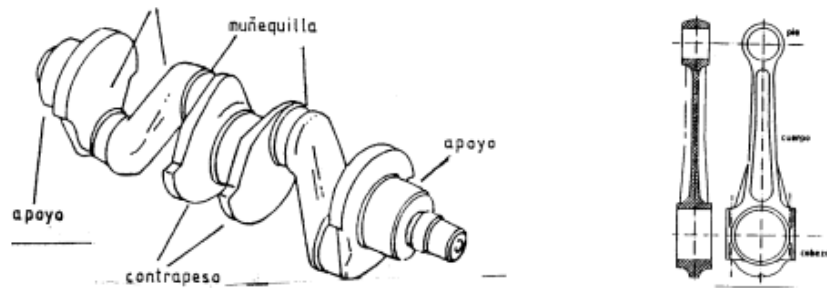


Figura 13: Cigüeñal y bielas

Las válvulas (Fig. 14) son las encargadas de controlar el paso de fluido por la cámara de combustión durante el proceso de renovación de la carga. La forma más común de las válvulas es la denominada de plato. La válvula más solicitada es la de escape debido a que la temperatura del fluido cuando pasa por ella, es muy alta.

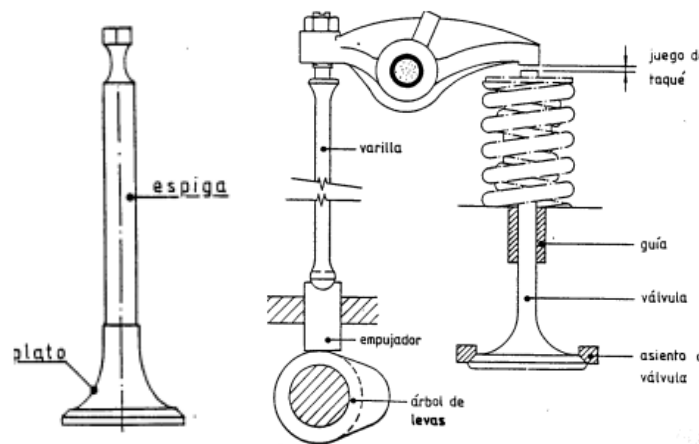


Figura 14: Válvulas y sistema de distribución

En la figura 15 se observa un tipo de sistema de distribución, este agrupa a todos los elementos mecánicos que provocan la apertura y cierre de las válvulas. Estos deben estar sincronizados con el movimiento de pistón (cigüeñal) y completa un ciclo de funcionamiento cada dos vueltas del motor (el árbol de levas gira a la mitad de las revoluciones que el cigüeñal).

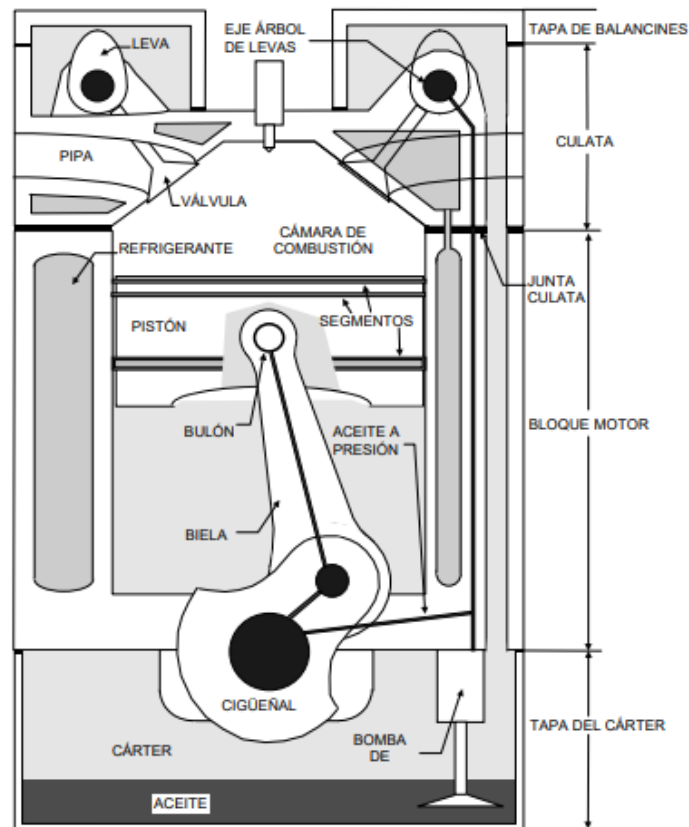


Figura 15: Esquema general de un MCIA

1.3.5.2. Sistema de distribución.

El sistema de distribución es una parte fundamental de los motores de combustión interna, ya que se encarga de controlar el flujo de aire y gases en la cámara de combustión. En un MEC, el sistema de distribución asegura que las válvulas de admisión y escape se abran y cierren en los momentos precisos durante las diferentes fases del ciclo de trabajo.

Este sistema incluye varios componentes, como el árbol de levas, las válvulas, las bielas y cigüeñal, los cuales deben estar sincronizados para optimizar el rendimiento y eficiencia del motor.

El funcionamiento básico del sistema de distribución tiene de componente principal el árbol de levas, el cual controla la apertura y cierre de las válvulas en sincronización con el movimiento del pistón. El árbol de levas recibe y transmite su movimiento mediante un sistema de distribución que puede estar compuesto por piñones, correa o cadena. Este mecanismo garantiza que la válvula de admisión se abra durante el descenso del pistón en la fase de admisión y se cierre al alcanzar el PMS. Del mismo modo, la válvula de escape se abre durante el ascenso del pistón para permitir la expulsión de los gases resultantes de la combustión.

Existen varias configuraciones y tecnologías dentro de los sistemas de distribución, que permiten optimizar el rendimiento del motor de acuerdo con las necesidades específicas de operación y las normativas medioambientales. Las principales variantes incluyen:

Sistema de árbol de levas en cabeza, en inglés, Overhead Valve (OHV)

En motores de diseño más simple o antiguos, el árbol de levas puede situarse en el bloque del motor, como ocurre en los sistemas de válvulas laterales. Este sistema, es más sencillo y tiene un coste de fabricación relativamente bajo, pero es menos eficiente en cuanto a rendimiento y control de emisiones, debido a que es un sistema incapaz de alcanzar grandes velocidades de giro. La cadena de sistemas mecánicos genera inercias incapaces de aguantar u ritmo alto de velocidades.

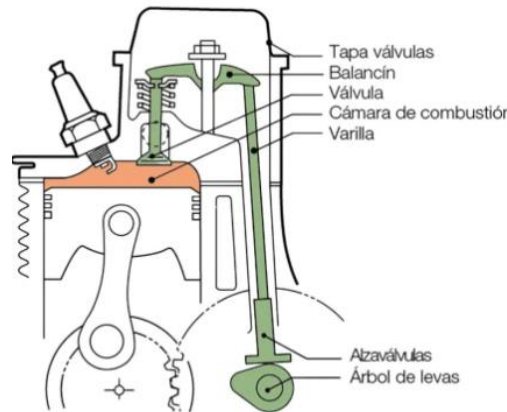


Figura 16: Sistema OHV

Sistema de doble árbol de levas en cabeza, en inglés, Double Overhead Camshaft (DOHC)

Los motores modernos a menudo usan este sistema, el cual monta dos árboles de levas montados en la parte superior de la culata. Este sistema permite un control más preciso sobre la apertura y cierre de las válvulas, lo que mejora la eficiencia volumétrica y permite un mayor rendimiento del motor. Además, este sistema proporciona una mayor flexibilidad para la sincronización de las válvulas, lo que contribuye a mejorar la respuesta y el rendimiento del motor.

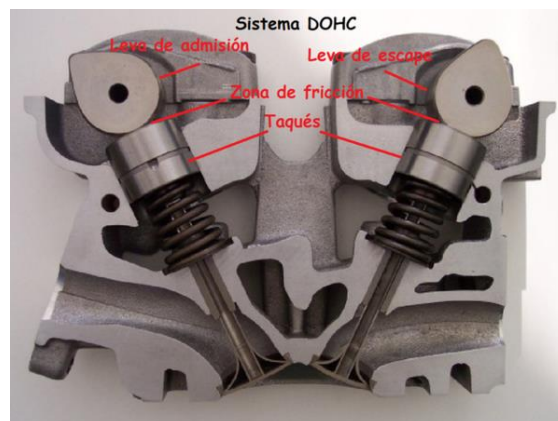


Figura 17: Sistema DOHC

1.3.5.3. Distribución variable

Es una tecnología que permite ajustar dinámicamente el momento de apertura y cierre de las válvulas de un motor, optimizando así la eficiencia volumétrica y la dinámica. La distribución variable puede incluir el ajuste de la fase de las válvulas, el levantamiento de las válvulas, o incluso ambos. Esta capacidad de controlar con precisión los tiempos y las características de apertura y cierre de las válvulas permite un mejor aprovechamiento del ciclo de trabajo del motor, lo que se traduce en un rendimiento más eficiente en términos de potencia, economía de combustible y emisiones.

En los motores convencionales, la sincronización de las válvulas está determinada por la posición del árbol de levas, lo que implica que la apertura y cierre de las válvulas ocurre en momentos fijos durante el ciclo de funcionamiento del motor. Este enfoque no es óptimo para todas las condiciones de operación del motor. En particular, durante las bajas revoluciones del motor, el flujo de aire no se gestiona eficientemente, lo que resulta en una menor potencia.

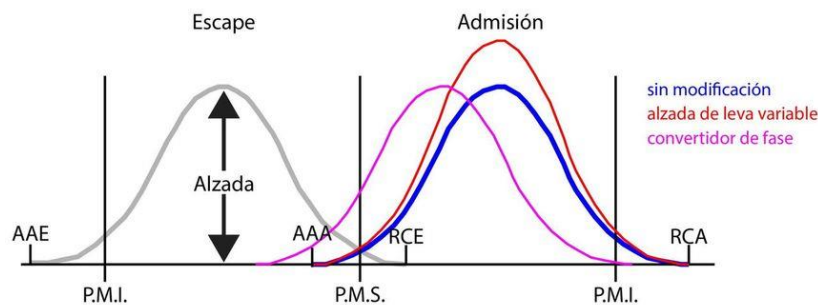


Figura 18: Diagrama de distribución variable

La distribución variable soluciona esta limitación, al ajustar en tiempo real el momento de apertura y cierre de las válvulas, optimizando así la mezcla de aire combustible según las condiciones de carga y velocidad del motor. Esto se logra a través de diversos mecanismos que permiten el ajuste del árbol de levas o el control de las válvulas mismas.

Esta tecnología al tener mayor control de la mezcla de aire-combustible, y la optimización de la combustión, se pueden reducir las emisiones contaminantes, como los óxidos de nitrógeno (NOx) y las partículas finas de hollín. Estas distribuciones permiten regular mejor la temperatura de combustión, que contribuye a la reducción de los contaminantes.

También se optimiza la entrega de potencia, especialmente en motores de altas revoluciones. Al modificar el momento de apertura y cierre de las válvulas, posible generar una mayor potencia en condiciones de alta carga sin sacrificar la eficiencia en situaciones de baja carga. Además, también regula el consumo de combustible, al tener la capacidad de adecuarse a cada situación.

1.3.5.4. Sistema de admisión

El sistema de admisión de un MCIA es el conjunto de tubos, conductos, filtros sensores y demás componentes encargados de introducir aire limpio al motor en condiciones

adecuadas para la combustión. Es el primero de las cuatro carreras del ciclo, cuando la válvula de admisión se abre y el pistón baja al PMI, se crea un vacío parcial que hace entrar aire fresco desde el exterior hacia el cilindro. En los MEP y MEC, la admisión cumple la misma función básica, pero existen diferencias importantes en la forma en que se gestiona el aire y la mezcla.



Figura 19: Colector de Admisión Magneti Marelli.

En los MEP, en la admisión se gestiona una mezcla aire-combustible. Se usa una válvula de mariposa (acelerador) que dosifica y regula la cantidad de aire que entra, variando presión en el colector de admisión para controlar la carga del motor. Por tanto, la regulación de la carga es cuantitativa, restringiendo el aire; a mayor cierre de la mariposa, mayor vacío y más trabajo de bombeo debe hacer el pistón para inhalar la mezcla, lo que reduce el rendimiento térmico. En motores de gasolina convencionales, el combustible se mezcla con el aire antes de entrar al cilindro (Si su sistema es a carburación, o mediante inyección indirecta), formando una mezcla homogénea durante la admisión. Esto exige que la relación aire/combustible sea cercana a la estequiometría y limita el régimen de dosado.

En los MEC, en la admisión solo entra aire, puesto que el combustible siempre se inyecta directamente en la cámara de combustión. Estos no llevan mariposa para regular el aire en condiciones normales de operación, por lo que el caudal de aire es prácticamente siempre el máximo posible a cada régimen. La carga se regula cualitativamente, dosificando la cantidad de combustible inyectando mientras el aire permanezca en exceso. Esto significa que a cargas parciales el cilindro sigue llenándose de aire casi por completo, pero se inyecta menos combustible, dando mezclas pobres. Los motores diésel operan en un amplio rango de relaciones de combustible, como ya se vio en el apartado de mezcla. La ausencia de válvulas de mariposa elimina las pérdidas de bombeo por estrangulamiento, lo que contribuye a su mayor eficiencia a carga parcial. La mezcla se forma dentro del cilindro en un breve tiempo, mediante la turbulencia del aire para lograr una combustión completa.

Descripción general del sistema de admisión de un diésel.

Un sistema de admisión de un MEC tiene los siguientes elementos: toma de aire, filtro de aires, conductos, sobrealimentación (si procede), colector de admisión, válvulas de admisión y en algunos casos un cuerpo de aceleración. Todos estos elementos contribuyen al aporte de oxígeno que el motor necesita. Su diseño físico (diámetros, longitudes, rugosidad, forma de los conductos) influye directamente en la cantidad de aire fresco aportado, y en la calidad con que ese aire se aprovecha.

La admisión debe proporcionar el flujo de aire necesario para la combustión en cada cilindro, en la cantidad que el ciclo requiera, esto implica filtrar el aire, protegiendo el motor del polvo y otros contaminantes y minimizar las pérdidas de presión para que prácticamente llegue la presión deseada a los cilindros (presión ambiente para los naturalmente aspirados, o sobrepresión para los sobrealimentados). El sistema de admisión por diseño y mantenimiento debe evitar cuellos de botella. La uniformidad es otra tarea del colector, este debe distribuir el aire equivalente, de modo que todos los cilindros operen con mezclas similares evitando desequilibrios.

A diferencia de un motor estacionario ideal, en la realidad no es suficiente con llenar el cilindro con aire, sino que es necesario estudiar el desempeño del movimiento del aire dentro de la cámara. El sistema de admisión está configurado para impartir ciertas características al flujo: en motores de gasolina, suele buscarse pulverizar y mezclar el combustible con el aire, mientras que en el diésel se pretende crear movimientos de aire, que faciliten la atomización y distribución del combustible durante la inyección.

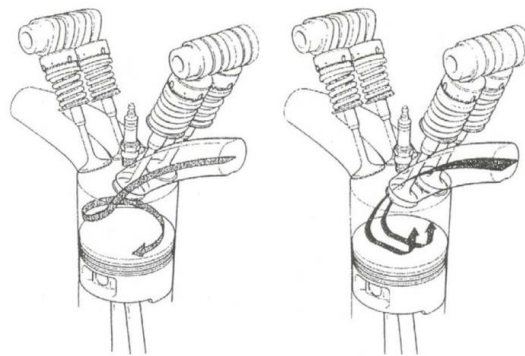


Figura 20: Generación de turbulencia en la cámara de combustión

En la figura 20 se puede ver que las turbulencias provenientes de admisión ayudan a atomizar mejor el combustible y propiciar una combustión más rápida y completa, reduciendo emisiones de hidrocarburos no quemados y partículas. Sin suficiente turbulencia, un diésel tendría una mala combustión, con zonas ricas generando hollín y altas temperaturas locales; con el Swirl (chapaletas de turbulencia), el chorro de combustible se mezcla rápidamente con el aire, evitando zonas excesivamente ricas y disminuyendo la formación de humo. Sin embargo, esta función requiere de un equilibrio. Demasiada turbulencia más allá de lo necesario solo causaría pérdida de presión, penalizando el llenado. Por eso, la admisión se diseña para proporcionar unos grados óptimos de turbulencia.

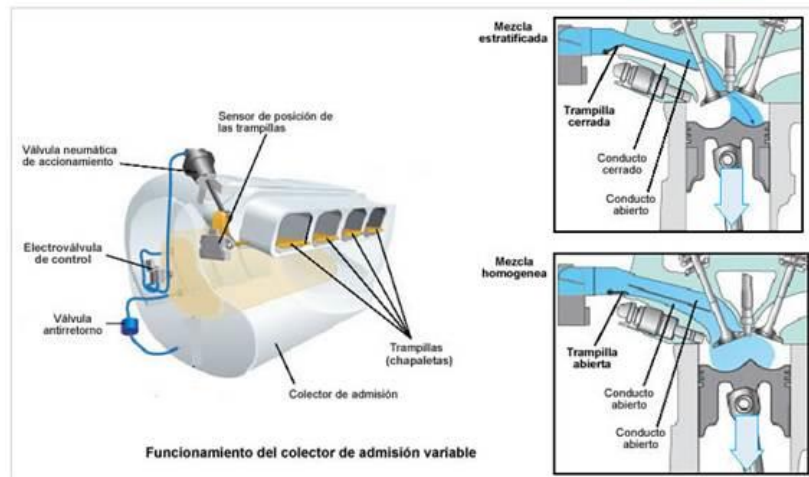


Figura 21: Accionamiento Chapaletas de Turbulencia.

En los diésel actuales, se incorporan compuertas de turbulencia (chapeletas swirl) accionadas mecánicamente o por vacío. Estas válvulas permanecen cerradas a bajo régimen para estrechar uno de los conductos de admisión e inducir un fuerte remolino de aire fresco; Por el contrario, se abren completamente a alta carga o altas rpm, eliminando la restricción para maximizar el flujo de aire y el llenado del cilindro. Este funcionamiento todo-o-nada de las compuertas permite adaptar la calidad del flujo en bajas revoluciones, y pleno caudal de aire para obtener máxima potencia a plena carga.

1.3.5.5. Sobrealimentación

Para superar las limitaciones de la aspiración natural la industria evolucionó hacia la sobrealimentación, mediante turbocompresores, supercargadores y bombas de desplazamiento positivo. Un turbocompresor es un dispositivo de energía de los gases de escape que impulsa un compresor de aire. Los primeros desarrollos datan del siglo XX, los cuales fueron inicialmente aplicados a motores diésel estacionarios, de aviación y posteriormente adoptados en motores de vehículo pesados y automóviles.

Se pretende obligar la entrada de una mayor masa de aire en los cilindros aumentando la presión de admisión por encima de la atmosférica. De este modo, se logra introducir más oxígeno al motor, permitiendo inyectar y quemar más combustible en cada ciclo sin aumentar la cilindrada, resultando en una mayor potencia generada por cada cilindro.

Este sistema formado por una turbina de escape, y compresor de admisión, se montan en un mismo eje. La turbina convierte la energía de los gases de escape en energía mecánica de giro, impulsando el compresor que comprime el aire de admisión. Un turbocompresor bien dimensionado (Fig.22), puede elevar significativamente la potencia de un motor, mejorando la relación potencia peso del conjunto.

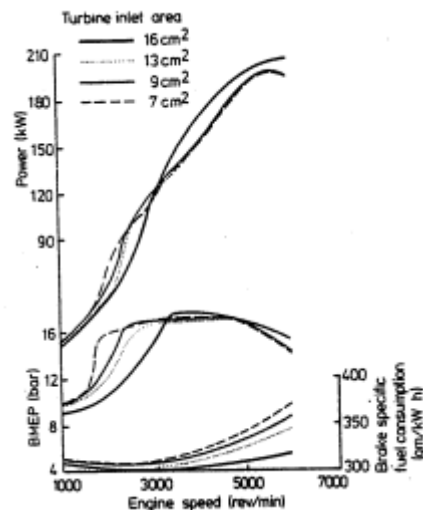


Figura 22: Efecto de los diferentes tamaños de turbina en las prestaciones

Un intercambiador de calor situado entre el compresor y colector denominado comúnmente como intercooler (Fig. 23), se encarga de enfriar el aire comprimido antes de su entrada al motor. Al comprimir el aire, la temperatura se puede elevar a más de 100° C, lo cual reduce su densidad y el rendimiento. El intercooler, reduce típicamente la temperatura del aire de admisión aproximadamente a 70° C antes de entrar al cilindro. Al enfriar el aire, se incrementa su densidad, lo que se refiere a introducir más masa de aire por ciclo y además se evita un exceso de temperatura en la cámara de combustión, Esto mejora tanto la potencia y el par disponible como la durabilidad del motor. Los dos tipos intercambiadores más usados son aire-aire y aire-agua, pudiendo ser el segundo más compacto o eficiente en ciertos casos.

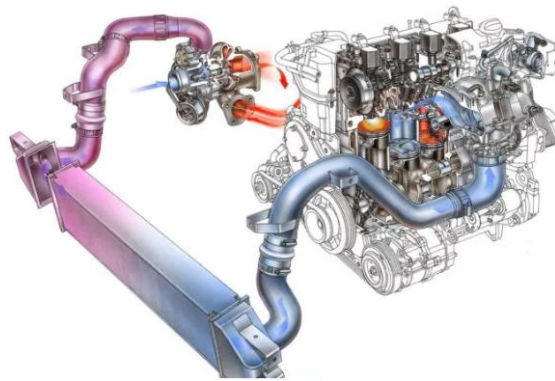


Figura 23: Sistema de Sobrealimentación con Intercooler Aire-Aire.

Se debe controlar la presión de sobrealimentación para evitar que la presión de admisión exceda los límites seguros del motor y se des controle el ciclo, para evitarlo se implementan sistemas de control. El más común es la válvula de descarga o Wastegate, que desvía parte del flujo de gases de escape cuando se alcanza la presión de soplado deseada. En la figura 24, se puede ver el accionamiento de una válvula de descarga.

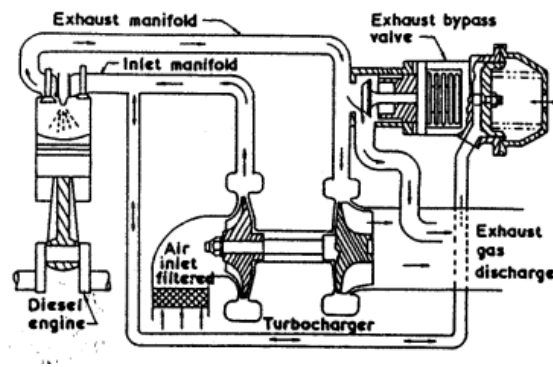


Figura 24: Esquema Válvula Reguladora de la Presión de Sobrealimentación (Waste Gate)

La Wastegate se regula mediante un diafragma sensible a la presión del colector: al llegar a la presión calibrada, se abre un baipás que permite que parte de los gases de escape esquiven la turbina, controlando así, la velocidad del turbo y la presión de admisión estable (Fig. 25). En motores actuales el control es administrado electrónicamente en lugar de puramente mecánico, logrando mayor precisión y confiabilidad.

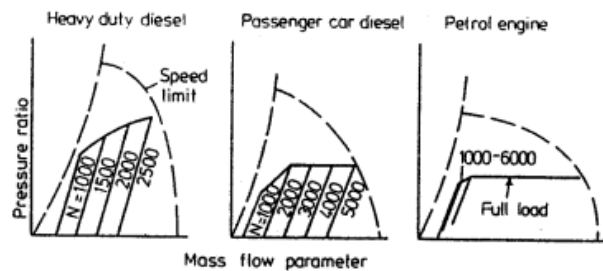


Figura 25: Configuración de la Waste Gate Para que se Abra a una Presión Determinada en Distintos Motores.

Otra solución ampliamente usada en motores diésel es el turbocompresor de geometría variable (VGT), en el cual unos álabes móviles en la caracola de la turbina ajustan la sección de paso de los gases de escape. Se permite así, regular la velocidad del turbo sin necesidad de derivar gases por una wastegate, manteniendo el régimen de giro óptimo de la turbina en todo momento. Gracias a la geometría variable, el turbo ofrece respuestas más rápidas, buen empuje a bajas y alta eficiencia a cargas elevadas.

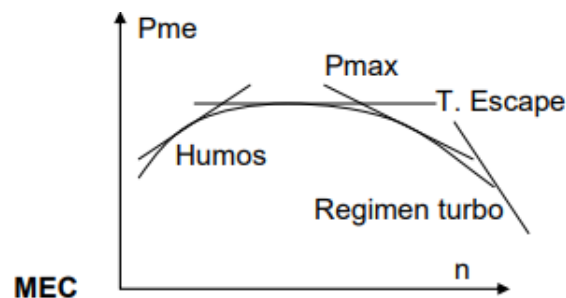


Figura 26: Curva de Régimen del Turbocompresor

Todos los sistemas descritos tienen como cometido aportar al rendimiento del motor, aumentando la eficiencia volumétrica efectiva por encima de la unidad.

1.3.5.6. Sistemas de alimentación por inyección

Inicialmente se debe entender que el diseño de la cámara de combustión en MEC tiene una gran importancia, ya que además de favorecer la correcta combustión, tiene también la misión de propiciar la formación de una mezcla adecuada. Se distinguen dos tipos fundamentales de cámaras:

-Cámara abierta (inyección directa). El inyector expulsa el combustible sobre la propia cabeza del pistón.

-Precámara (inyección indirecta). Mediante una precámara, que conecta con el pistón, la mezcla se inicia en esta y posteriormente gracias al flujo turbulento y la expansión, alcanza al pistón.

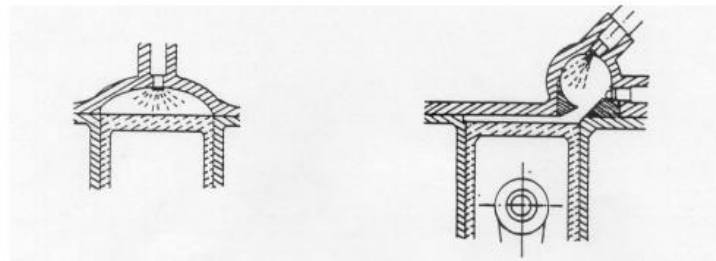


Figura 27: Inyección Directa e Indirecta

El desarrollo de la inyección de combustible ha sido fundamental en la evolución de los MCIA, en los diésel, la inyección fue una necesidad desde sus inicios. El primer motor diésel de Rudolf Diesel empleaba un sistema de inyección mediante aire comprimido, ya que a diferencia de los motores de gasolina no podía usar un carburador, esto se debe a que el diésel requiere que el combustible se introduzca en aire altamente comprimido para auto encender. A lo largo de las primeras décadas del siglo XX se experimentó con diversos métodos de inyección en motores estacionarios y aeronáuticos.

Sistemas de inyección en motores diésel

En la actualidad los diésel, usan inyección directa de combustible en la cámara de combustión; esta característica define su funcionamiento, ya que el inicio de la combustión se produce al inyectar el combustible en el aire caliente comprimido. A lo largo del tiempo, sistemas de inyección diésel han evolucionado desde mecanismo puramente mecanismos hacia sistemas electrónicos de alta presión sumamente precisos.

La inyección mecánica tradicional se usan bombas mecánicas en línea o rotativas, sincronizadas mecánicamente al cigüeñal. Las presiones típicas eran bajas (entre 80 y 100 bar de presión), lo que resultaba en una atomización menos eficiente y combustión incompleta, generando más humo y ruido.

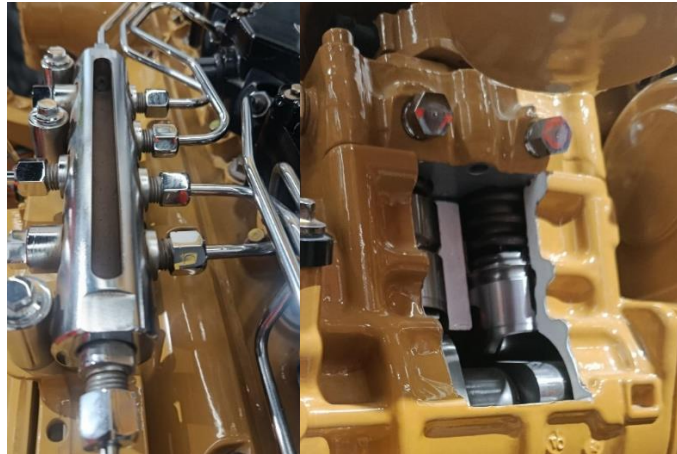


Figura 28: Rail común y bomba seccionados de un motor diésel Caterpillar

En la actualidad la que más se usa es el Common Rail, el cual consiste en una bomba de alta presión que alimenta un conducto común (Fig. 28). Esta bomba no reparte el combustible por tiempos, sino que funciona como bomba de carga continua: mantiene el rail a la presión deseada. Los sistemas actuales manejan presiones máximas del orden de 1800 a 2500 bar, e incluso superiores en desarrollos recientes. La presión en el rail es monitorizada en todo momento por un sensor de presión y regulada por la ECU mediante una válvula moduladora en la bomba o un regulador de descarga. De este modo, todos los inyectores disponen de igual presión de combustible disponible en cualquier instante.

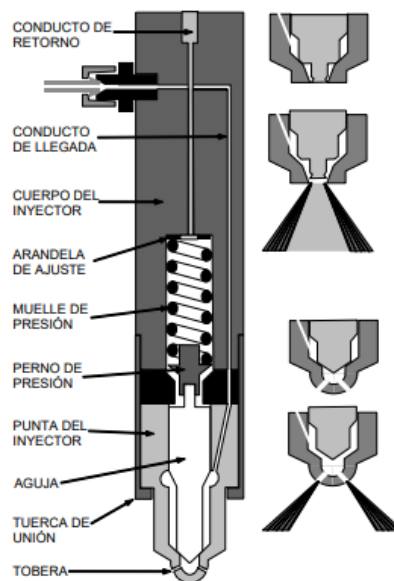


Figura 29: Esquema Inyector Seccionado

Los inyectores en el Common Rail son comandados electrónicamente y actúan como válvulas de alta velocidad. Cuando la ECU ordena una inyección, envía un pulso eléctrico que abre el inyector durante un tiempo muy breve, del orden de milisegundos o inferiores, permitiendo que el combustible a alta presión del rail salga a través de los finos orificios de la tobera hacia la cámara de combustión. Dado que el suministro de presión es común

y constante, es posible realizar inyecciones múltiples en cada ciclo de un mismo cilindro con gran libertad de control.

Las estrategias modernas típicamente dividen la inyección en fases o etapas a lo largo de la carrera de combustión:

-Pre-inyección: una pequeña porción de combustible se inyecta ligeramente antes de la inyección principal. Esa porción comienza a arder y eleva la presión y temperatura en el cilindro de forma controlada, suavizando el incremento de presión de la combustión principal. La inyección piloto reduce el típico ruido de ignición brusca de los diésels mecánicos, minimiza las vibraciones y también se reduce la formación de NOx al moderar los picos de temperatura.

-Inyección principal: es la etapa de inyección de la mayor parte del combustible, alrededor del PMS de compresión. La cantidad y sincronización exacta depende del régimen y carga: la ECU calcula el avance óptimo para que la combustión produzca la máxima presión útil sin detonar excesivamente. Gracias a la preinyección, la combustión principal ocurre con una transición más suave, logrando un rendimiento elevado y eficiente.

-Post-inyección: algunos sistemas añaden una o más inyecciones adicionales tras la principal, durante la fase de expansión. Estas pequeñas inyecciones tardías pueden usarse para oxidar hollín restante o elevar la temperatura de los gases de escape. Aunque no ocurre en todos los ciclos, las post-inyecciones son parte de las estrategias avanzadas de control de emisión en motores diésel modernos.

Estas inyecciones multinivel controladas en intervalos de milisegundos optimizan la combustión en cada ciclo y mejora la respuesta del motor. La sincronización con el ciclo del motor está completamente a cargo de la electrónica: la ECU monitorea la posición del cigüeñal mediante el sensor de posición, y decide el instante exacto para cada pulso de inyección, independiente del accionamiento mecánico de la bomba. Esto brinda gran flexibilidad para ajustar el avance de inyección bajo distintas condiciones (arranque, aceleración, altitud, temperatura ambiente, etc.), algo impracticable con sistemas puramente mecánicos.

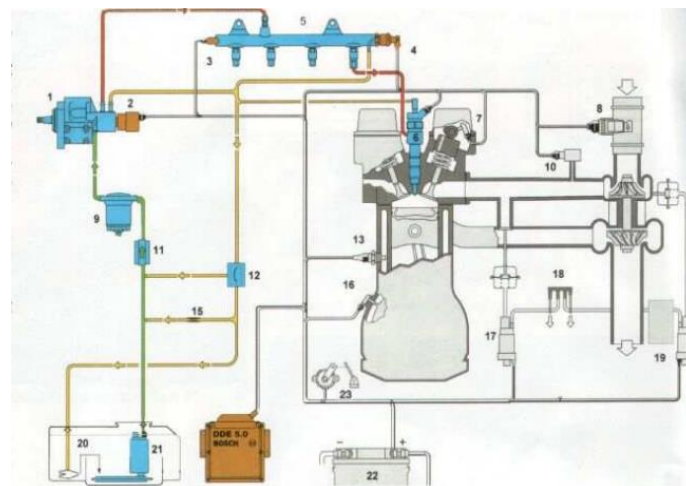


Figura 30: Esquema Sistema Common-Rail

Otro factor clave es la atomización lograda. Los inyectores modernos incorporan toberas de orificios muy pequeños y numerosos frente a los uno o dos orificios mayores de inyectores antiguos. Combinado con las altísimas presiones, se produce una pulverización con el aire. El resultado es una combustión más completa y limpia: gotas más pequeñas se evaporan y arden más rápidamente, reduciendo la emisión de humo negro y aumentando la eficiencia de la quema de combustible. De hecho, la tecnología ha evolucionado tanto que, comparando con los inicios del diésel, hoy se pueden lograr inyecciones múltiples por ciclos a presiones extraordinariamente elevadas con inyectores microscópicos. La calidad del chorro (Fig. 30) se puede evaluar mediante:

- La calidad de la macromezcla: reparto del combustible dentro del aire.
- La calidad de la micromezcla: finura de las gotas del chorro.

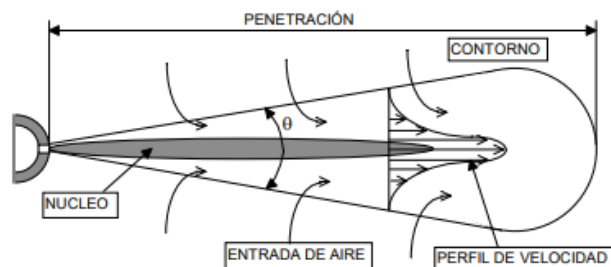


Figura 31: Esquema expansión del chorro

1.3.5.7. Sistemas anticontaminación

Debido a las normativas anticontaminación y su correspondiente evolución desde inicios de los años 80, han obligado a los fabricantes a mejorar la eficiencia de los MCIA, en vistas a poder pasar las correspondientes normativas y vender su producto. El fabricante es el responsable de diseñar y crear sistemas que regulen la contaminación. Los más usados en la actualidad son:

Válvula EGR.

En inglés, Exhaust Gas Recirculation (EGR), es un dispositivo diseñado para reducir la formación de contaminantes en los motores de combustión interna, especialmente en los motores diésel. Su función básica es recircular una parte controlada de los gases de escape hacia la admisión del motor, mezclándolos con el aire fresco que entra al cilindro. La EGR funciona al redirigir una fracción específica, generalmente entre un 5% y un 30% de los gases ya quemados, nuevamente hacia la admisión. Estos gases contienen principalmente dióxido de carbono (CO_2), vapor de agua (H_2O), nitrógeno (N_2) y cantidades reducidas de oxígeno residual. Al mezclarse con aire fresco, estos gases reducen la concentración de oxígeno disponible en la cámara de combustión y actúan como diluyente térmico, disminuyendo la temperatura máxima alcanzada durante la combustión.

Aun así, el objetivo principal del uso de la válvula EGR es reducir las emisiones de Óxidos de Nitrógeno (NO_x). Los NO_x son contaminantes formados durante la combustión cuando las temperaturas adquieren valores elevados (generalmente

superiores a los 1800° C y 2000° C). Al introducir gases inertes, se limita la temperatura pico de combustión disminuyendo así drásticamente la formación de estos compuestos contaminantes.

Esta válvula se puede refrigerar usando un intercambiador de calor, enfriando los gases de escape antes de su ingreso a la admisión. Es el tipo más común en motores diésel actuales, ya que permite introducir mayores cantidades de gases aumentando la eficiencia en la reducción de NOx.

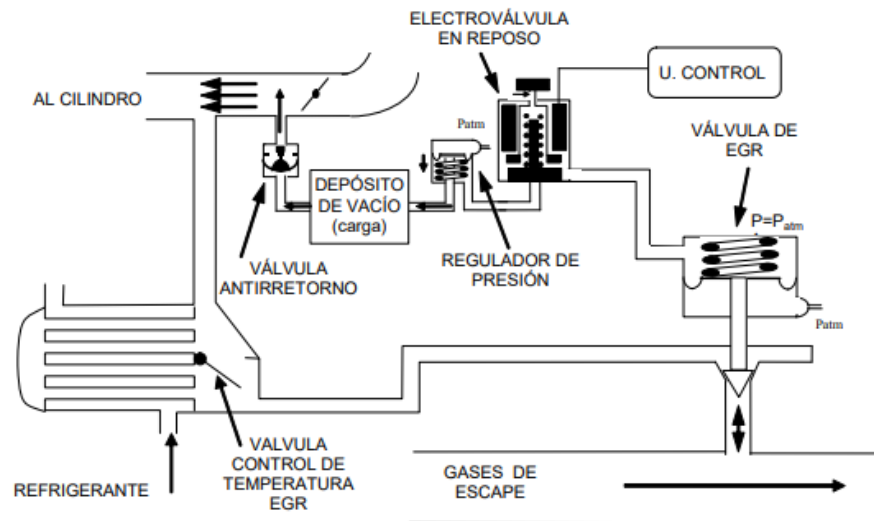


Figura 32: Esquema Sistema de la Válvula EGR

Las ventajas del uso de la EGR en motores diésel es la reducción considerable de NOx, en comparación con motores sin EGR, se han reducido entre 30 % y 50%. Aunque la posible acumulación de depósitos en el colector de admisión, y válvulas y conductos debido al hollín y partículas presentes en los gases de escape, reducen la vida útil del sistema si no se hacen los mantenimientos debidos.

Elementos Catalizadores.

El catalizador o convertidor catalítico es un dispositivo de tratamiento posterior de los gases de escape cuyo propósito es reducir las emisiones contaminantes generadas durante la combustión.

El Catalizador de tres vías.

En inglés Three Way Catalytic (TWC), es el catalizador más común en la gasolina debido a que simultáneamente reduce tres tipos principales de contaminantes.

- Monóxido carbono (CO se oxida a CO₂).
- Hidrocarburos sin quemar, reaccionan y se oxidan CO₂ y H₂O.
- Los óxidos de nitrógeno se reducen a nitrógeno molecular y oxígeno.

Para que este catalizador funcione correctamente, el motor debe operar en condiciones muy cercanas a la mezcla estequiométrica. Por ello, los MEP modernos incluyen sondas lambda para mantener la mezcla en este rango.

Catalizador oxidante.

Se aplica en los MEC, ya que estos motores operan con exceso de oxígeno, no es posible usar catalizadores de tres vías convencionales. El DOC (Diesel Oxidation Catalyst) oxida principalmente:

- Monóxido de carbono a dióxido de carbono.
- Hidrocarburos no quemados o parcialmente quemados en CO_2 y H_2O .

Además, pueden oxidar parcialmente partículas de hollín, facilitando su posterior eliminación en siguientes sistemas.

Los DOC, no reducen los NO_x , por lo que los diésel modernos incorporan sistemas más específicos con catalizadores SRC (Selective Catalytic Reduction) usando un aditivo (urea) que convierten los NO_x en nitrógeno y agua.

Aunque unos sirvan para los MEC y otros los MEP su construcción tiende a ser parecida.

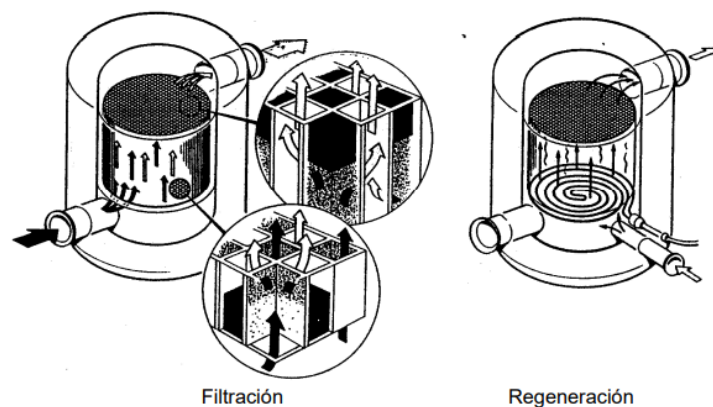


Figura 33: Esquema de composición interior de un Catalizador con una Resistencia Interior para la Regeneración.

Ambos usan sustratos cerámicos o metálicos, con forma de panal para maximizar el área de contacto con los gases de escape. A continuación, ese panal se baña con metales preciosos (normalmente platino, paladio y rodio) los cuales son los encargados de acelerar y reaccionar con los gases de escape para oxidarlos. Así se pueden reducir los contaminantes, mejorar la calidad del aire, aunque su durabilidad es limitada y la eficiencia óptima está condicionada por el rango de temperatura y mezcla (Fig. 33).

Filtro Antipartículas.

En inglés, Diesel Particulate Filter (DPF), es un dispositivo de postratamiento de gases de escape específicamente diseñado para motores diésel. Su función principal es capturar y eliminar las partículas sólidas generadas durante la combustión comúnmente



denominadas hollín o partículas de carbón, reduciendo drásticamente la emisión a la atmósfera. Esas partículas, por su pequeño tamaño, tienen un alto potencial nocivo para la salud y el medio ambiente. Las normativas actuales, han limitado estrictamente las emisiones de estas partículas.

Este filtro, funciona mediante retención física. Los gases de escape atraviesan un filtro compuesto generalmente por cerámica porosa o fibras metalizas, diseñado con canales alternos obturados en sus extremos. De esta forma, los gases deben atravesar las paredes porosas donde las partículas quedan atrapadas.

La estructura de un DPF contiene un sustrato filtrante, normalmente una malla de elemento cerámico de carburo de silicio, o cordierita, con poros extremadamente finos que retienen las partículas, y unos canales alternos cerrados, por los cuales los gases se ven forzados a pasar a través de las paredes del filtro, donde ocurre la filtración de partículas.

Los sensores de presión a la entrada y la salida ayudan a indicar el estado del filtro, enviando las señales a la ECU, ya que, con el uso, el DPF acumula partículas y comienza a obstruirse, aumentando la contrapresión en el escape. Para evitar obstrucciones completas y fallos mecánicos, se realiza un proceso llamado regeneración que consiste en quemar las partículas acumuladas transformándolas en dióxidos de carbono y cenizas inertes.

Depende verdaderamente del fabricante, más, se conoce que puede haber dos tipos de regeneraciones, la pasiva y activa, en donde la pasiva ocurre espontáneamente durante el funcionamiento normal del motor a alta carga y temperatura. La regeneración activa es iniciada por la ECU al detectar obstrucción, mediante los sensores lambda y demás sistemas. El motor aumenta temporalmente la temperatura de escape mediante estrategias como la Post-inyección, o la gestión del turbo o ERG.

1.4.Estado del arte

1.4.1. Exigencias Mínimas de un Modelo Realista

En el modelado y el control de los motores diésel, para lograr un rendimiento y unas emisiones óptimas se presentan varios desafíos, principalmente debido a la compleja interacción entre los componentes del motor y los estrictos estándares de emisiones. Estos desafíos se ven agravados por la necesidad de equilibrar el rendimiento con las regulaciones ambientales, lo que requiere estrategias avanzadas del modelado y control. Los desafíos claves incluyen la precisión del modelo, la solidez y la capacidad de predecir y controlar las emisiones de manera efectiva. Pasando a los desafíos específicos, las siguientes secciones proporcionan una exploración detallada.

Precisión y robustez del modelo.

Los modelos con motores diésel deben representar con precisión la dinámica no lineal de los sistemas del motor, como el sistema de trayectoria de aire, que incluye componentes como los sistemas de recirculación de los gases de escape y de turbocompresor. El acoplamiento inherente y la elevada falta de linealidad planean importantes desafíos a la



hora de lograr un control y una predicción precisos del comportamiento del motor (Zeng & Zhu, 2019).

La solidez es crucial, ya que los modelos deben funcionar de manera confiable en condiciones operativas y factores ambientales variables. La presencia de ruido y variaciones temporales en los escenarios experimentales complica aún más el proceso de modelo (Sujesh & Ramesh, 2018).

Optimización del rendimiento.

La optimización del rendimiento implica mejorar la eficiencia del combustible y reducir el consumo específico de combustible de los frenos (BSFC), al tiempo que se mantienen bajas las emisiones. Esto requiere sistemas de control sofisticados que puedan adaptarse a las condiciones dinámicas del motor y optimizar el uso de los recursos disponibles, como la energía regenerativa en los sistemas turbo alimentados (Zeng & Zhu, 2019) (Yu & Ogai, 2014).

La inteligencia artificial y los algoritmos de optimización se usan cada vez más para mejorar el rendimiento, aunque siguen existiendo desafíos a la hora de gestionar datos ruidosos y generar la solidez de los algoritmos. Si bien los desafíos relacionados con el modelado y el control de los motores diésel son importantes, la investigación y los avances tecnológicos en curso siguen abordando estos problemas. La integración de entornos red inteligente y sistemas de control predictivo ofrece vías prometedoras para seguir mejorando el rendimiento de los motores diésel y el control de emisiones (Di et al., 2021)

1.5. Marco Normativo

Con respecto al marco normativo, se quiere representar la evolución de la normativa, mayoritariamente anticontaminante, en Europa. Esto es debido a que en Europa desde el año 1992, se encuentran las más restrictivas con respecto a las demás normativas.

1.5.1 Evolución de las normativas anticontaminantes Euro 1-7 en Europa (1992-2025)

La unión europea ha implementado desde la década de 1990 una serie de normativas medioambientales progresivamente más estrictas para la reducción de emisiones contaminantes de los vehículos de motor. Estas normativas, conocidas como estándares Euro, establecen límites máximos aceptables de diversos gases y partículas en los gases de escape de vehículos nuevos vendidos en Europa. En concreto, se regulan contaminantes como los óxidos de nitrógeno (NOx), el monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos sin quemar (HC), y las partículas sólidas, entre otros. Con el tiempo también se ha prestado atención al dióxido de carbono, dado su impacto en el cambio climático, estableciéndose objetivos de reducción de CO₂ para los fabricantes de automóviles.

Cada nueva fase Euro (de la 1 a la 7) ha ido reduciendo drásticamente los límites de emisiones permitidos, obligando a la industria a adoptar tecnologías más limpias y eficientes.



Euro 1 (1992).

El estándar Euro 1 (Directiva 91/441/CEE) entró en vigor el 1 de julio de 1992 para nuevos modelos, y fue obligatoria para todos los vehículos nuevos desde enero del 93. Fue la primera normativa europea de emisiones contaminantes y supuso un gran salto adelante en el control de la polución vehicular. La Euro 1 exigió el uso de gasolina sin plomo y la incorporación de convertidores catalíticos de tres vías en los vehículos de gasolina, para reducir de forma significativa la emisión de monóxido de carbono, hidrocarburos y NOx. En esta etapa inicial solo se medían formalmente tres parámetros: CO, HC + NOx y en el caso del diésel, las partículas u hollín. Los límites establecidos por Euro 1 fueron elevados comparados con los estándares usuales. Esta normativa marcó el fin de los coches sin catalizador en Europa; a partir de entonces toda la gasolina incorporaban sistemas de inyección electrónica y convertidor catalítico para cumplir las nuevas exigencias.

Euro 2 (1996).

La Euro 2 endureció modestamente los límites respecto a Euro 1 y, por primera vez, estableció valores diferenciados para motores de gasolina y diésel. A partir del 1 de enero de 1996, se redujeron los niveles permitidos de CO y de la suma de HC + NOx, reflejando una mayor preocupación del aire. En los MEP gasolina, Euro 2 limitó las emisiones a 2,2 g/km de Co y 0,5 g/km de HC+NOx. En los diésel, que son más eficientes en CO₂ a su vez son más contaminantes en NOx por lo que los valores fueron más estrictos: 1,0 g/km de CO, 0,7 g/km de HC+NOx y 0,08 g/km de PM. Para lograr estas metas, los fabricantes optimizaron los sistemas de inyección y encendido, y empezaron a introducir catalizadores de oxidación en motores diésel, con el fin de reducir CO y HC en los gases de escape. La Euro 2 consolidó el uso de tecnologías catalíticas en la mayoría de los vehículos y sentó las bases para diferencias regulatorias según el tipo de combustible, reconociendo las distintas naturalezas de las emisiones de gasolina y diésel.

Euro 3 (2000).

La norma Euro 3 representó otro salto significativo para el control de emisiones. Esto se debe a la introducción de límites separados para NOx y para HC en motores de gasolina, en lugar de un valor combinado, lo que permitió un control más específico de cada contaminante. En el diésel también se añadió por primera vez un límite independiente de NOx, reconociendo el alto nivel de óxidos de nitrógeno típico de los diésel. Euro 3 además eliminó del procedimiento de ensayo la fase de calentamiento del motor, de forma que las emisiones se miden desde el arranque en frío, dificultando la superación de la prueba ya que el catalizador tarda en activarse en frío. Los límites permitidos se redujeron nuevamente: por ejemplo, un motor de gasolina Euro 3 no puede emitir más de 2,30 g/km de CO, 0,20 g/km de HC y 0,15 g/km de NOx, mientras que un diésel Euro 3 se limitó a: 64 g/km de Co, 0,56 g/km de HC + NOx, 0,50 g/km solo de NOx y 0,05 g/km de partículas. Para alcanzar estos niveles, los motores de gasolina mejoraron sus sistemas de inyección y encendido (afinando la mezcla aire-combustible y utilizando encendido electrónico con control por sonda lambda), y los motores diésel incorporaron ampliamente la recirculación de gases de escape (EGR) para reducir la formación de NOx



durante la combustión. Así mismo, mucho diésel emperador a equipar catalizadores de oxidación más eficientes. Cabe mencionar que en esta época se popularizó la tecnología “Common rail” en diésel que logro una combustión más controlada reduciendo la emisión de partículas y mejorando el rendimiento el rendimiento.

El modelo y el motor real el cual es caso de estudio se fabricó en el 2004, durante el estándar Euro 3, por lo que debe regirse con respecto a los valores que esta normativa exige.

Euro 4 (2005).

La fase Euro 4 se aplicó a nuevos modelos desde enero de 2005 y supuso una nueva reducción considerable de emisiones especialmente de NOx y partículas en los motores diésel. En gasolina, la Euro 4 fijo los límites en 1,0 g/km de CO, 0.10 g/km de HC y 0.08 g/km de NOx, valores muy inferiores de los Euro 1 una década antes.

En diésel, la exigencia fue aún más notable en NOx y PM: máximo de 0.25g/km de NOx y 0.025 g/km de PM. También se endureció ligeramente el combinado de HC + NOx a 0.30 g/km y el CO se mantuvo en 0.50 g/km. Para cumplir Euro 4, algunos diéseles comenzaron a montar filtros de partículas (DPF), además se optimizaron los sistemas EGR para mayores tasas de recirculación con enfriamiento. Los catalizadores de tres vías en motores de gasolina se perfeccionaron para alcanzar mayor eficiencia de conversión con menores tiempos de calentamiento. La Euro 4 también introdujo requerimientos más estrictos de diagnóstico a bordo (OBD) para asegurar que un fallo en los sistemas anticontaminación pudiera ser detectado e informando al usuario, evitando emisiones excesivas por averías ocultas.

Euro 5 y Euro 6.

A partir de la entrada en vigor de la Euro 5, la unión Europa endureció aún más los límites de emisiones contaminantes, especialmente para los motores diésel. Esta fase produjo una reducción en los NOx y una disminución drástica en el límite de emisiones de partículas (PM), estableciendo un máximo de 0.005 g/km. Debido a la exigencia impuesta, los fabricantes desarrollaron inyecciones más precisas, mayoritariamente directas, tanto en diésel y gasolina, puesto que así tiende a generar partículas más finas.

En la Euro 6 ocurre lo mismo, se siguió bajando las partículas anticontaminantes, hasta el punto en el que los fabricantes están encontrando dificultades para disminuir más estas partículas.

Euro 7.

La normativa Euro 7, prevista para entrar en vigor en 2025 intenta unificar los límites para vehículos de gasolina y diésel, estableciendo un máximo común de 0.06 g/km de NOx y 0.5 g/km de CO. También quiere incluir límites para emisiones no procedentes del escape, como partículas generadas por el desgaste y neumáticos. No obstante, Euro 7 aparece en un contexto donde la UE ha fijado un objetivo de cero emisiones para turismos nuevos en 2035, lo que significa la paulatina eliminación de vehículos de combustión convencionales. Así, se espera que Euro 7 conviva solo unos años antes de un cambio de

paradigma hacia la electrificación total o el uso de motores de combustión cero carbones. En el cualquier caso, esto representa la medida más ambiciosa hasta la fecha buscando el impacto ambiental de los vehículos desde todos los ángulos posibles.

Normativa	CO (g/km)	HC (g/km)	NOx (g/km)	PM (g/km)
Euro 1 (1992)	2.72	(HC+NO _x =0.97)	-	-
Euro 2 (1996)	2.20	(HC+NO _x =0.50)	-	-
Euro 3 (2000)	2.30	0.20	0.15	-
Euro 4 (2005)	1.00	0.10	0.08	-
Euro 5 (2009)	1.00	0.10	0.06	0.005*1
Euro 6 (2014)	1.00	0.10	0.06	0.005*1
Euro 7 (2025)	0.50	0.10*2	0.06	0.005*1

Tabla 1: Límites máximos de emisiones – Motores de gasolina (Euro 1-7)

Normativa	CO (g/km)	HC+NOx (g/km)	NOx (g/km)	PM (g/km)
Euro 1 (1992)	2.72	0.97	-	0.14
Euro 2 (1996)	1.00	0.70	-	0.08
Euro 3 (2000)	0.64	0.56	0.50	0.05
Euro 4 (2005)	0.50	0.30	0.25	0.025
Euro 5 (2009)	0.50	0.23	0.18	0.005
Euro 6 (2014)	0.50	0.17	0.08	0.005
Euro 7 (2025)	0.50	-3	0.06	0.005

Tabla 2: Límites máximos de emisiones – Motores de diésel (Euro 1-7)



2.Herramientas

Los recursos técnicos usados para resolver el proyecto se plasman de forma ordenada cronológicamente, de tal forma que se pueda seguir la evolución y desarrollo del proyecto.

2.1 Diagnósis

El diagnóstico del motor se lleva a cabo mediante un conjunto de herramientas electrónicas y de software que permiten obtener información en tiempo real a través de la unidad de control electrónico (ECU). Esta centralita supervisa continuamente el estado de los sensores y actuadores, registrando variables como la presión, la temperatura, el caudal de aire o las tensiones eléctricas asociadas al sistema.

La conexión de la diagnosis se realiza habitualmente a través del puerto OBD (On Board Diagnostics) o interfaces equivalentes a las cuales permiten leer parámetros de funcionamiento, como el régimen del motor presión de inyección del refrigerante, masa de aire aspirado, entre otros. Detectar y registrar fallos generados por la ECU cuando un sensor o actuador opera fuera de su rango de funcionamiento. Y, por último, visualizar en tiempo real, facilitando los análisis dinámicos del comportamiento del motor.

En el marco de este proyecto, la diagnosis resulta especialmente útil para la validación del modelo matemático desarrollado. La información obtenida experimentalmente permite comparar los resultados simulados con los datos reales, de modo que se pueda cuantificar y mitigar el error hasta valores suficientemente bajos que no comprometan la credibilidad del trabajo. Desafortunadamente, solo se ha podido diagnosticar el vehículo en donde se encuentra el motor en vacío, por lo que la comprobación ser limitada con respecto al propio motor, pero si con respecto a comparaciones de motores similares.

El sistema de diagnosis electrónica usado es el Texa 5. Desarrollado por la empresa TEXA Ibérica, está especializada en soluciones de diagnóstico para automoción, vehículos industriales, maquinaria agrícola y embarcaciones.



Figura 34: Texa Ibérica, Diagnosis Multimarca

El Texa Navigator TXT es una herramienta portátil que se conecta al vehículo vía OBD.



Figura 35: Texa Navigator TXT

2.2 Software

Se emplean diferentes entornos de simulación y cálculo que permiten estudiar el comportamiento termodinámico del motor, analizar su rendimiento y construir un modelo matemático validable frente a datos experimentales.

2.2.1 Introducción a Siculo

Siculo es un software de simulación de ciclos cerrados de combustión MCIA. Inicialmente fue concebido para solo calcular motores MEC, posteriormente se añadió el MEP. Está basado en Microsoft Excel e incorpora macros, que son pequeños programas de apoyo, escritos en VBA (Visual Basic for Applications). Las macros permiten autorizar tareas repetitivas, complejas o que requieren una alta interacción manual.

En el caso de Siculo, las macros integradas se encargan de calcular, para cada ángulo del cigüeñal, todas las expresiones que definen un ciclo termodinámico otto o diésel, según corresponda. Esto permite la realización de análisis detallados del ciclo y comportamiento del motor.

Se tiene una interfaz sencilla, tipo hoja de cálculo y varios pulsadores, que nos ayudan a cargar, guardar y ejecutar datos. Estos datos los dividimos en 4 tipos: Variables geométricas, de funcionamiento, fluidos y cálculo, posteriormente se describen los métodos de obtención de todas las variables.

Una vez se realice la ejecución, obtenemos gráficas del ciclo definido, en función de distintas magnitudes, así como tablas de los resultados por cada grado de cigüeñal.

Este programa es ideal para la creación de vectores y matrices, necesarias el controlador de Simulink, que requiere variables vectoriales y datos escalares.

Para lograr una correcta organización y análisis de los datos necesarios en el desarrollo del modelo, se ha establecido una clasificación de las variables en función de dos criterios principales: el origen del dato y la naturaleza de la variable.



Según el origen del dato, se distinguen cuatro categorías; Datos fiables, que son aquellos proporcionados directamente por el fabricante. En este proyecto se ha obtenido principalmente de la revista técnica del automóvil (RTA) y de la documentación del motor; Medida directa, correspondiente a las variables que pueden registrarse experimentalmente mediante instrumentación de laboratorio, como diagnosis electrónica u osciloscopio; Medida indirecta, que agrupa los valores que no pueden obtenerse de manera sencilla, pero se pueden calcular a partir de otras magnitudes conocidas mediante relaciones matemáticas; Los datos no medidos, son parámetros sin disponibilidad directa y que deben estimarse utilizando valores de referencia genéricos o casos similares razonables.

Según su naturaleza, las variables se clasifican en variables geométricas, relacionadas con las dimensiones y propiedades físicas del motor. Las variables de funcionamiento, que depende de las condiciones operáticas del motor, tales como régimen de giro, presión y temperatura de admisión, avance de la inyección, dosado o porcentaje de recirculación de gases (EGR). Las variables de cálculo corresponden a magnitudes generadas como resultado de procesos matemáticos o termodinámicos, como la presión media indicada o el rendimiento térmico. Por último, de la variable de fluidos, que describen las propiedades del combustible, como su composición química, poder calorífico o entalpía específica.

Dentro de las variables geométricas se incluyen parámetros como la relación de compresión, la longitud de la biela y de la carrera, el diámetro del pistón, la cilindrada unitaria y las características de las válvulas de admisión y escape (diámetro, levantamiento máximo, reglajes y tiempos de apertura y cierre). Estos valores son esenciales para caracterizar la arquitectura del motor y calcular el ciclo termodinámico.

Las variables de funcionamiento se dividen en dos bloques. La ley de quemado, que contempla parámetros empíricos como los coeficientes C1, C2, C3, C4, BETA o DUCOM, que definen la forma de la combustión en el cilindro. Y la ley de funcionamiento, que agrupa condiciones externas como la temperatura y presión de admisión, la temperatura de escape, el régimen del motor, la temperatura del combustible o el dosado relativo.

Finalmente, las variables de cálculo numérico están relacionadas con los parámetros de simulación empleados por Siciclo para resolver las ecuaciones diferenciales. Incluyen aspectos como el número de puntos de cálculo por ciclo, la tolerancia las derivadas de masa y energía, el coeficiente de Woschni o los pasos de integración del método de Runge-Kutta. Estas variables no representan propiedades físicas del motor, sino ajustes matemáticos necesarios para garantizar la convergencia y estabilidad de los resultados.

2.2.2 Introducción a Matlab-Simulink

Simulink es un entorno gráfico de modelado, simulación y análisis que forma parte de Matlab. Se usa principalmente para diseñar y probar sistemas dinámicos mediante diagramas de bloques, sin necesidad de programar directamente las ecuaciones de código. Esto resulta útil, ya que cada bloque pueden ser varias ecuaciones, funciones de

transferencia, subsistemas mecánicos, eléctricos o termodinámicos. A través de los bloques, se resuelven numéricamente las ecuaciones diferenciales que describen la evolución de un sistema.

En nuestro caso se integran los datos de Sículo, así como los datos geométricos del motor de forma que se pueda obtener un gemelo realista.

2.2.2.1 Uso de la biblioteca de bloques Powertrain-BlockSet.

Powertrain-Blockset es un paquete de bloques el cual ofrece aplicaciones de referencia de vehículos automotrices preensambladas para diversos sistemas de propulsión, incluyendo gasolina, diésel híbrido, celdas de combustible y eléctricos de batería. Este paquete de bloques cuenta con una biblioteca integral de componentes que abarca motores, motores de tracción, baterías, transmisiones, neumáticos y modelos de conductor, junto con controladores de componentes y supervisores. Con esta biblioteca que ofrece Simulink vamos a generar un motor diésel, con las características del 2.2 L HDi. El modelo se divide en varios sistemas que suplen desde el aire y combustible, hasta la recirculación de gases y ECU.

2.2.2.2 Bloques del modelo

Con el objetivo de organizar los elementos que componen el modelo desarrollado en Simulink, los bloques se han clasificado en grupos funcionales. Esta clasificación responde a la lógica de subsistemas del motor y su entorno.

2.2.2.2.1 Bloques de condiciones de contorno

Bloque Flow Boundary

El bloque Flow Boundary implementa una frontera de flujo que representa normalmente las condiciones ambientales de presión y temperatura. En los modelos de motor, estas fronteras son necesarias tanto en la entrada de admisión como en la salida de escape, que establecen el contacto del motor con la atmosfera exterior. Se ha optado por la segunda configuración, en caso de que se decida variar presiones y temperatura.

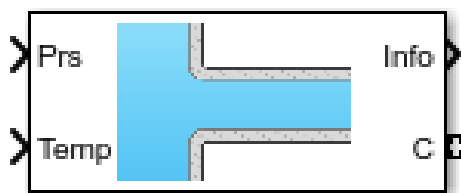


Figura 36: Bloque Flow Boundary

Este bloque se puede configurar de dos formas, presión y temperatura constantes, representado un entorno fijo, o presión y temperatura externas como entradas, lo que permite simular variaciones en las condiciones ambientales.

El bloque genera como salidas los valores de presión, temperatura y entalpía específica, calculados a partir de la relación

$$h = cp * T$$

Ecuación 1: Entalpia.

En cuanto a la composición del flujo, el bloque considera el arie seco, con fracciones másicas definidas como Nitrógeno u Oxígeno.

-N2=0.767

-O2=0.233

2.2.2.2 Bloques de volumen y flujo

Bloque Control Volumen System

El bloque Control Volume system modela un sistema termodinámico abierto a volumen constante con intercambio de calor. Su función principal es calcular la presión y temperatura del gas contenido en el volumen, aplicando de las leyes de conservación de la masa y de la energía bajo la hipótesis de gas ideal.

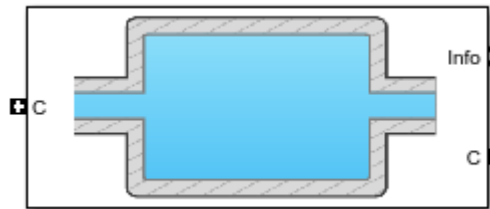


Figura 37: Bloque Volumen de control

Este bloque resulta adecuado para representar distintos componentes del motor que poseen volumen interno, como colectores de admisión, colectores de escape o tramos de tuberías, donde el gas puede acumularse, intercambiar calor con las paredes y modificar su composición.

Las características principales son la implementación de la ecuación de continuidad y la primera ley de la termodinámica para determinar la evolución temporal de las variables.

También se considera la transferencia de calor a través de las paredes del volumen, con tres opciones de modelado: constante, entrada externa y convección en pared externa. También se permite definir el volumen geométrico y las propiedades de las paredes, incluyendo masa térmica, conductividades y coeficientes de convección.

El bloque determina la evolución de la temperatura y presión absoluta del volumen, la entalpia específica del gas, así como distintas fracciones másicas de cada constituyente, calculadas mediante la conservación de masa.

Simultáneamente se puede rastrear las especies químicas que ocurren durante la simulación, tales como el O2, N2 u aire total, combustible no quemado, o gases de combustión (CO2,H2O,CO,NO,NO2) y partículas sólidas.

Debido al planteamiento del bloque, el control Volume System permite reproducir de manera realista el comportamiento de los colectores de un motor y su interacción térmica con el entorno.

Bloque Flow Restriction.

El bloque Flow Restriction modela el flujo de un gas ideal a través de un orificio o restricción, aplicando los principios de conservación de masa y energía. El modelo considera que el flujo es isentrópico e incluye la condición de flujo crítico o estrangulador, que limita la velocidad del gas cuando la presión aguas arriba y aguas abajo alcanzan cierta relación crítica.

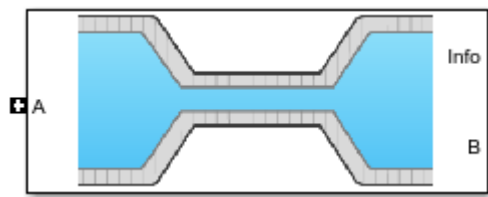


Figura 38: Bloque de restricción de flujo

El modelo permite definir el área efectiva del orificio mediante diferentes configuraciones; Área constante, para representar condiciones fijas, área externa de entrada, controlada por una señal externa, lo que permite simular válvulas moduladas. Geometría de mariposa, donde el área depende del ángulo de apertura de la mariposa y del coeficiente de descarga.

Las variables que se calculan en este bloque son el caudal másico total, a través de la restricción, en función de la relación de presiones entre la entrada y la salida. También se determinan los caudales másicos de cada constituyente del gas, siguiendo la composición aguas arriba, y la tasa de transferencia de calor asociada al flujo, a partir de la entalpía específica del gas entrante. El bloque resulta fundamental para representar elementos del motor que imponen restricciones al paso de gases, tales como: Cuerpo de mariposa de admisión, Válvulas EGR, Válvulas de control de presión en sistemas de sobrealimentación o estrangulamientos en conductos o pasos internos.

Al incluir la condición de flujo estrangulado, el modelo captura correctamente fenómenos que ocurren en la realidad, como el límite máximo de caudal en una válvula abierta, independientemente del aumento de presión aguas arriba.

2.2.2.2.3 Bloques de intercambio térmico

Bloque Heat Exchanger.

El bloque Heat Exchanger modela un intercambiador de calor, típico en aplicaciones automotrices como el intercooler de un sistema de sobrealimentación o el enfriador de gases de recirculación (EGR). Su función principal es calcular la transferencia de calor entre el flujo de gases que circular por el motor y un medio de refrigeración externo.

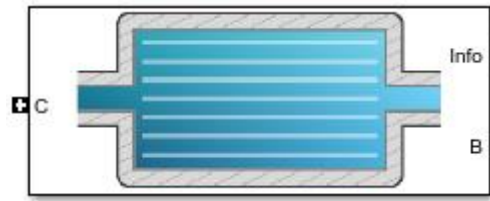


Figura 39: Bloque de intercambiador de calor

El bloque conecta aguas arriba con un componente de flujo del motor y aguas abajo con un volumen de control o de ambiente. A partir de la temperatura de entrada, la efectividad del intercambiador y la temperatura del medio de refrigeración, el modelo determina la temperatura de salida y la tasa de transferencia de calor.

Como características se puede configurar la efectividad del intercambiador (ε): que mide qué fracción del calor disponible se transfiere al medio refrigerante.

- $\varepsilon = 1$: el gas a la salida alcanza la temperatura del refrigerante, a esto se le llama el intercambio ideal.
- $\varepsilon = 0$: no existe transferencia de calor, la temperatura de salida es igual a la de entrada.

Se debe definir la temperatura del medio refrigerante como constante o como entrada externa, simulando así condiciones variables.

Este bloque no considera pérdidas de presión en el paso del gas, si se desea modelar dichas pérdidas, es necesario añadir un bloque Flow restriction en serie.

La temperatura de salida se calcula en función de la efectividad y de la diferencia térmica con el refrigerante como:

$$T_{dnstream} = T_{upstream} - \varepsilon * (T_{upstream} - T_{cool})$$

Ecuación 2: Temperatura de salida intercooler

La tasa de transferencia de calor se determina:

$$q_{ht} = m * c_p * (T_{upstr} - T_{dnstr})$$

Ecuación 3: Tasa de transferencia de calor

El bloque es fundamental para estudiar fenómenos de reducción de temperatura en la admisión (intercooler) y disminución de la temperatura de los gases recirculados en el EGR, ambos procesos clave para mejorar el rendimiento del motor y reducir las emisiones de NOx. Al estar integrado en el modelo dinámico, permite analizar cómo varían las temperaturas y transferencias de calor bajo distintas condiciones de carga, régimen y ambiente.

2.2.2.2.4 Bloques de sobrealimentación.

Bloque de Compresor:

El bloque del compresor modela el comportamiento de un compresor centrífugo encargado de aumentar la presión en el colector de admisión, proporcionando sobrealimentación al motor. Forma parte de los modelos de turbocompresor y compresor volumétrico (supercharger), y se conecta mediante puertos bidireccionales al volumen de entrada, al volumen de salida y al eje de transmisión que suministra la energía mecánica.

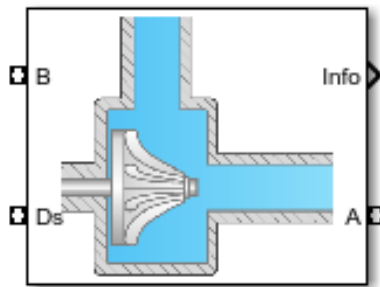


Figura 40: Bloque del compresor

El funcionamiento del bloque consiste en usar la energía mecánica del eje para elevar la presión y temperatura del aire de admisión, los volúmenes de entrada y salida proporcionan las condiciones termodinámicas necesarias para calcular el flujo másico y energético a través del compresor, este flujo siempre se considera en sentido directo, y no admite flujo inverso.

No es común que los fabricantes proporcionen los mapas característicos del compresor en función de la velocidad corregida y la relación de presiones. Estos mapas contienen el caudal másico y eficiencia isentrópica. En este bloque se permite introducir estas tablas mediante look-up tables. Por lo que, si se dispone de las tablas, se puede realizar una calibración virtual de los mapas a partir de datos experimentales medidos en banco, generando directamente las superficies de eficiencia y caudal.

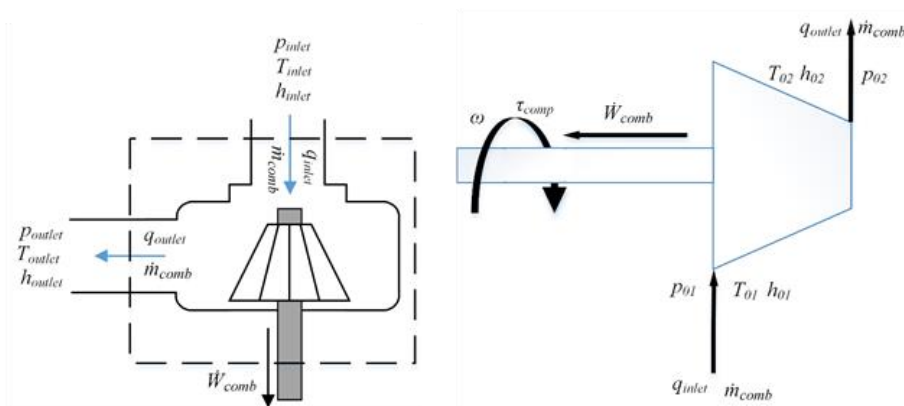


Figura 41: Volumen de control y balance del compresor

Con respecto a los cálculos que se realizan, se aplica la primera ley de la termodinámica y la definición de eficiencia isentrópica, usando las expresiones de:

$$W_{comp} = m_{com} * c_p * (T_{02} - T_{01})$$

Ecuación 4: Trabajo del Compresor

$$T_{02s} = T_{01} * \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{(\gamma - 1)}{\gamma}}$$

Ecuación 5: Temperaturas del Compresor

$$\eta_{comp} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

Ecuación 6: Rendimiento del Compresor

Este bloque es fundamental para reproducir el efecto de la sobrealimentación en motores diésel modernos, ya que incrementa la densidad del aire de admisión, mejorando la combustión, permitiendo mayores niveles de par y potencia; También afecta a la temperatura de admisión, lo que requiere la integración con el bloque Heat Exchanger para evitar pérdidas de eficiencia y emisiones de NOx.

Bloque Boost Drive Shaft.

El bloque Boost Drive Shaft modela el eje mecánico que conecta los elementos de un sistema de sobrealimentación, como el compresor y la turbina, y calcula la evolución de su velocidad de giro en función de los pares aplicados. Este bloque permite simular tanto turbocompresores como compresores mecánicos.

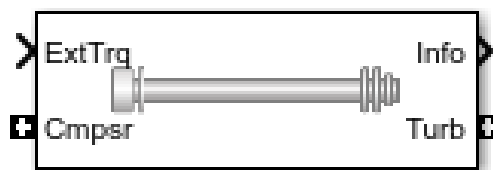


Figura 42: Bloque eje.

El bloque ofrece varias opciones de conexión según el tipo de sobrealimentador a modelar.

- Turbocharger: en el cual el eje conecta directamente la turbina y el compresor mediante puertos bidireccionales, con opción de incluir un par externo aplicado.
- Compressor only: el eje impulsa únicamente al compresor, con par externo de entrada.
- Turbine only: el eje recibe par exclusivamente de la turbina con opción de aplicar un par de carga externo.

En las configuraciones con turbina, el bloque incluye la eficiencia mecánica del eje, para considerar las pérdidas de los rodamientos y fricciones internas.

Su funcionamiento aplica la segunda ley de newton para la rotación, considerando el momento de inercia del eje (J_{shaft}) y los pares aplicados:

$$dt/d\omega = \frac{1}{J_{shaft}} (\eta_{mech} \cdot \tau_{turb} + \tau_{comp} + \tau_{ext})$$

Ecuación 7: Segunda ley de Newton

Además, se imponen límites físicos de velocidad y se calcula la pérdida de potencia debida a la ineficiencia mecánica.

El bloque es esencial para representar el acoplamiento dinámico entre turbina y compresor en un turbocompresor real. Gracias al bloque, es posible calcular la velocidad de giro del turbo en función de las condiciones de gases de escape y admisión. También se evalúa la respuesta transitoria del sistema de sobrealimentación, incluyendo el fenómeno de turbo-lag. Por último, se analizan los efectos de la eficiencia mecánica del eje en el rendimiento global del sistema.

Bloque Turbine.

El bloque Turbine modela el comportamiento de una turbina de gases de escape, encargada de transformar la energía térmica y de presión de los gases en energía mecánica en el eje que impulsa el compresor. Este componente es esencial en la simulación de turbocompresores, tanto de geometría fija de geometría variable (VGT).

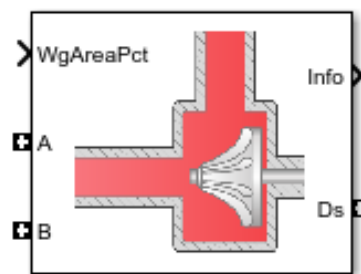


Figura 43: Bloque Turbina

El bloque aplica la conservación de masa y energía para calcular el flujo másico y las transferencias de calor en la turbina. Los puertos bidireccionales permiten conectarla al volumen de entrada, al volumen de salida y al eje, que transmite el par generado al compresor.

La entrada de datos se realiza mediante tablas características proporcionadas habitualmente por el fabricante, que relacionan la velocidad corregida del eje, relación de presiones, caudal másico y eficiencia isentrópica.

En caso de disponer de datos experimentales, el Model-Based Calibration Toolbox permite generar de forma automática estas superficies de calibración.

Los tipos de turbina pueden ser de geometría fija (FGT), en donde la sección de paso de la turbina es constante. Si la turbina es de geometría variable (VGT) incorpora un sistema de álabes móviles, cuyo ángulo (posición del rack) modifica el área de paso para optimizar el caudal en función del régimen y carga del motor. Este también admite la configuración de una válvula wastegate, que desvía parte de los gases de escape, limitando la energía entregada a la turbina y evitando sobrepresiones en la admisión.

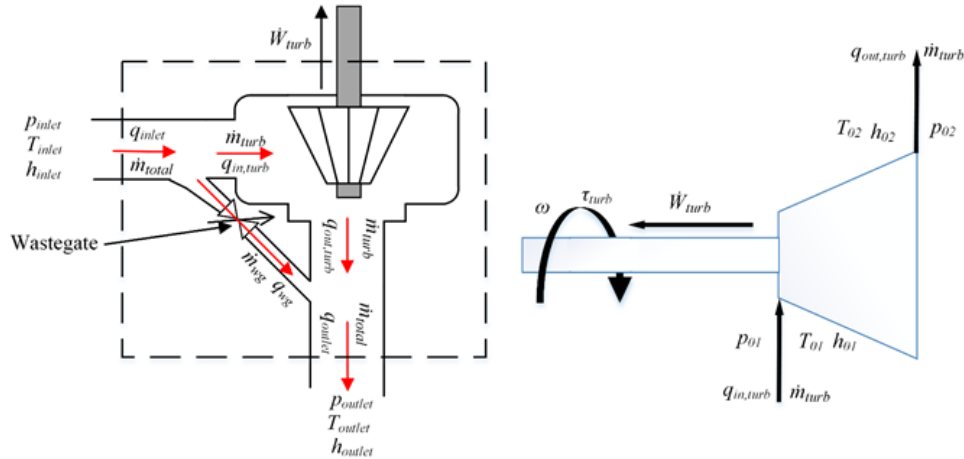


Figura 44: Balance de masa y energía de la Turbina

Los cálculos termodinámicos que implementa son relaciones clásicas de la termodinámica:

$$\dot{w}_t = \dot{m}_t \cdot c_p \cdot (T_{01} - T_{02})$$

Ecuación 8: Potencia extraída por la turbina

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}}$$

Ecuación 9: Eficiencia isentrópica

$$T_{02s} = T_{01} \cdot \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Ecuación 10: Temperatura de salida isentrópica

El bloque turbina es imprescindible para representar de forma realista:

La generación de par en el eje del turbo, que alimenta al compresor; El efecto de la geometría variable, fundamental en motores diésel modernos para mejorar la respuesta a bajas revoluciones y reducir el turbo-lag. Y por último el papel de la wastegate como sistema de seguridad y regulación de la presión de sobrealimentación.

2.2.2.2.5 Bloques de motor y control

Bloque CI Core Engine.

El bloque CI Core Engine implementa un modelo de motor de encendido por compresión (diésel) desde la fase de admisión hasta el puerto de escape. Se usan principalmente en aplicaciones de hardware-in-the-loop (HIL) para el diseño de estrategias de control motor, así como en simulaciones a nivel de vehículo para estudiar el rendimiento y la economía de combustible.

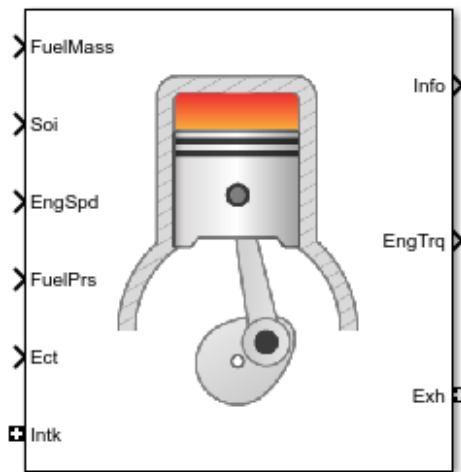


Figura 45: Bloque Motor

Este bloque es capaz de calcular de forma dinámica parámetros fundamentales del motor, tales como el par de freno (Brake torque), que representa la potencia útil disponible en el cigüeñal, temperaturas de los gases de escape, indicador relevante para la eficiencia energética, así como para el dimensionamiento de los sistemas de post tratamiento. También se ajusta en el bloque la relación aire-combustible (AFR), esencial para el control de la combustión y la reducción de emisiones. Necesariamente, se configura la presión en el rail de combustible, precisamente para modelar el funcionamiento sistema de inyección. Este bloque estima las emisiones brutas a la salida del motor (Engine-Out-emissions) incluyendo Hidrocarburos (HC), Monóxido de carbono (CO), Óxidos de nitrógeno (NOx), Dióxido de carbono (CO₂) y material particulado (PM).

Bloque CI Controller.

El bloque CI de control implementa un controlador para motores de encendido por compresión, encargado de gestionar los principales actuadores del sistema y realizar estimaciones de variables relevantes para el control y la optimización del motor. Este bloque puede emplearse tanto en el diseño de estrategias de control como en estudios de rendimiento, consumo de combustible y compromiso entre prestaciones y emisiones.

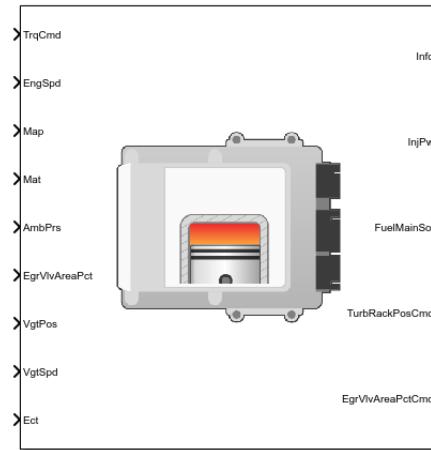


Figura 46: Controlador del SI Core Engine

El bloque recibe como entradas, el par demandado y la velocidad de giro medida del motor, y a partir de ellas determina en lazo abierto las señales de mando a los actuadores principales, los cuales son:

- Duración de la inyección (Injector pulse-width).
- Avance de la inyección (Fuel Injection timing).
- Posición de la geometría variable del turbo compresor (VGT rack position).
- Porcentaje de apertura de la válvula EGR (EGR Valve area percent).

Este controlador se organiza en dos subsistemas principales:

- Subsystem Controller, el cual calcula los comandos a los actuadores en función de tablas que relacionan el par demandado y la velocidad del motor, y de este modo se obtiene una respuesta coherente con las condiciones de operación y la demanda del conductor.
- Subsystem Estimator, que se encarga de estimar variables no medidas directamente, pero necesarias para el control y la supervisión del motor. Entre esas estimaciones se incluyen el caudal de aire de admisión, par motor, presión y temperatura medida en el colector de admisión, velocidad del turbocompresor, flujo másico de gases recirculados (EGR), temperatura y contrapresión de los gases de escape.

Esta estructura actúa como el cerebro del modelo en Simulink, proporcionando las órdenes necesarias al CI Core Engine y al mismo tiempo generando estimaciones que permiten cerrar el lazo de control y analizar la respuesta del sistema bajo distintas condiciones de operación. La figura 47, representa el flujo de señales base para construir el modelo.

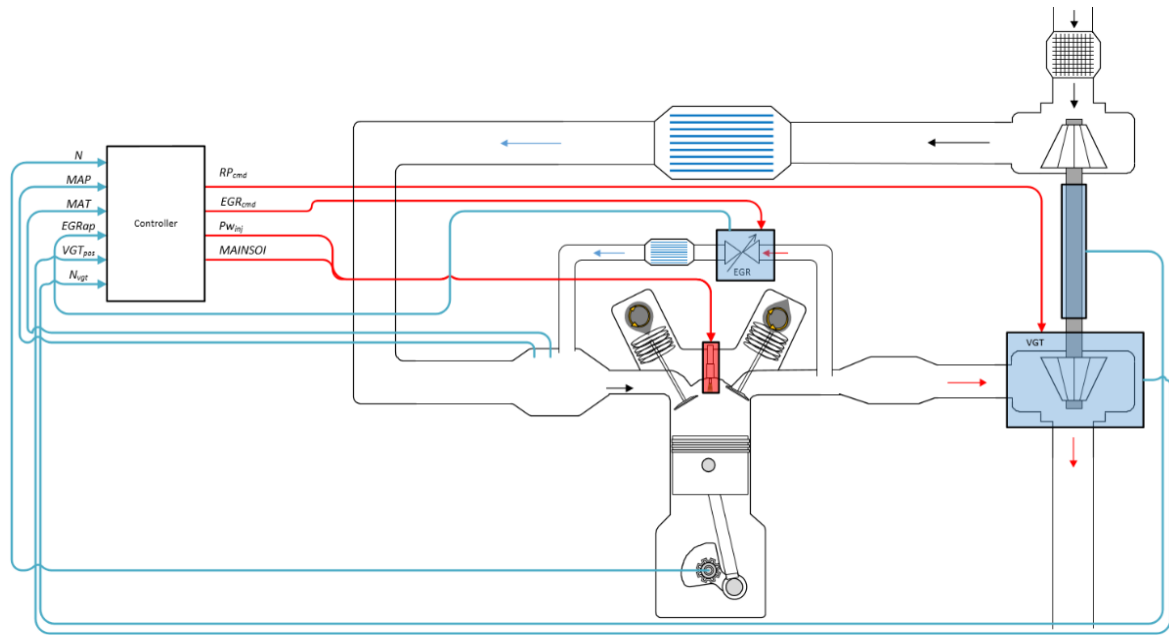


Figura 47: Esquema de señales de entrada y salida del controlador.

2.2.2.2.6. Bloques de señales auxiliares y monitorización

Bloque Constant.

Este bloque tiene como función generar una señal constante como salida durante toda la simulación, salvo que se modifique dinámicamente. Este valor puede ser un escalar, vector o matriz, y a su vez, puede configurarse como “single” o “double”, enteros con o sin signo, incluso pudiendo heredar el tipo de dato de otro bloque conectado.

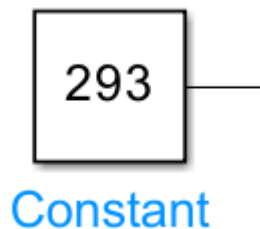


Figura 48: Bloque Constant Temperatura

Bloque Gain.

Este bloque se encarga de introducir un valor o matriz de ganancia que se aplicará a la señal de entrada, la cual acepta escalares, vectores o matrices.

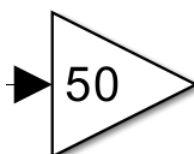


Figura 49: Bloque Gain

Bus.

Los buses son estructuras que permiten agrupar señales en una sola conexión, facilitando la organización, legibilidad y modularidad del modelo.

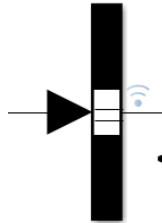


Figura 50: Bloque Bus

Gauge.

El bloque gauge pertenece a la librería Dashboard y su función es representar visualmente una variable de simulación mediante un indicador tipo analógico, parecido a un velocímetro o manómetro, en esencia es un bloque de monitorización gráfica, el cual no afecta a la dinámica del sistema, solo muestra valores en tiempo real mientras la simulación se ejecuta. En nuestro caso se usará como sistema de cuenta revoluciones.

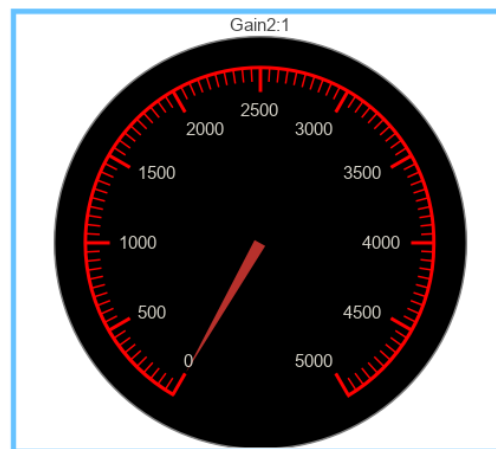


Figura 51: Bloque Gauge

Look-up table.

Este bloque se usa para aproximar funciones matemáticas o relaciones entre variables a partir de datos tabulados. En lugar de implementar una ecuación analítica compleja, el bloque consulta una tabla de valores y devuelve de salida correspondiente para un valor de entrada.

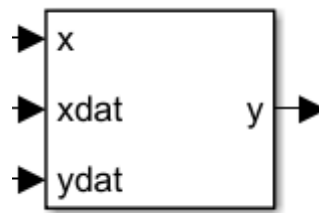


Figura 52: Look-Up Table

Hay tres tipos principales de tablas, La 1-D tienen una relación entre una entrada y una salida, las 2-D relacionan dos variables de entrada y una de salida, por último, las n-D Look-up table generaliza para más de dos entradas.

Bloque Slider

El Slider es el único controlador variable de forma directa que se usa durante la simulación, el cual es el encargado de solicitar más o menos carga al motor, como si fuese un acelerador, se ha configurado como un potenciómetro el cual tiene un rango de 60 a 314 Nm.

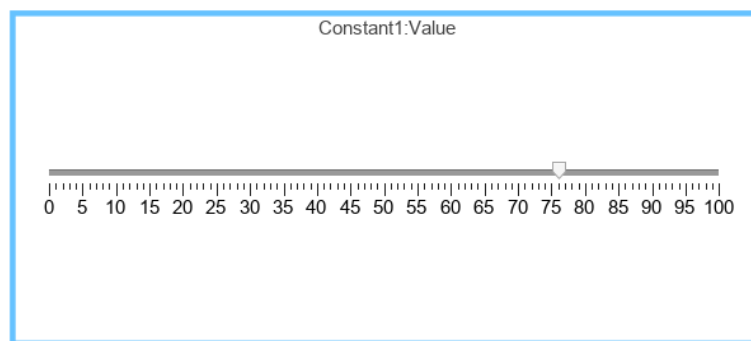


Figura 53: Slider Acelerador.

Subtract

El bloque Subtract tiene la función de restar señales, normalmente tiene dos entradas, en donde la salida es la diferencia de entradas.

Rotational Inertia

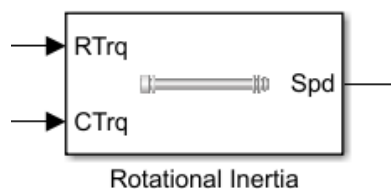


Figura 54: Bloque de inercia rotacional

El bloque Rotational inertia se usa para representar la dinámica rotacional de un eje o componente mecánico dentro de un sistema de propulsión. Este bloque permite definir la



inercia rotacional (J), que determina la resistencia de eje a cambios de su velocidad angular, y la fricción viscosa (B) que modela pérdidas por rozamiento. Además, se puede introducir un torque externo que represente cargas adicionales aplicadas al sistema. La interacción de estos parámetros controla la aceleración angular del eje según la ecuación:

$$\tau_{carga} = J \cdot \alpha + B \cdot \omega$$

Ecuación 11: Torque motor.

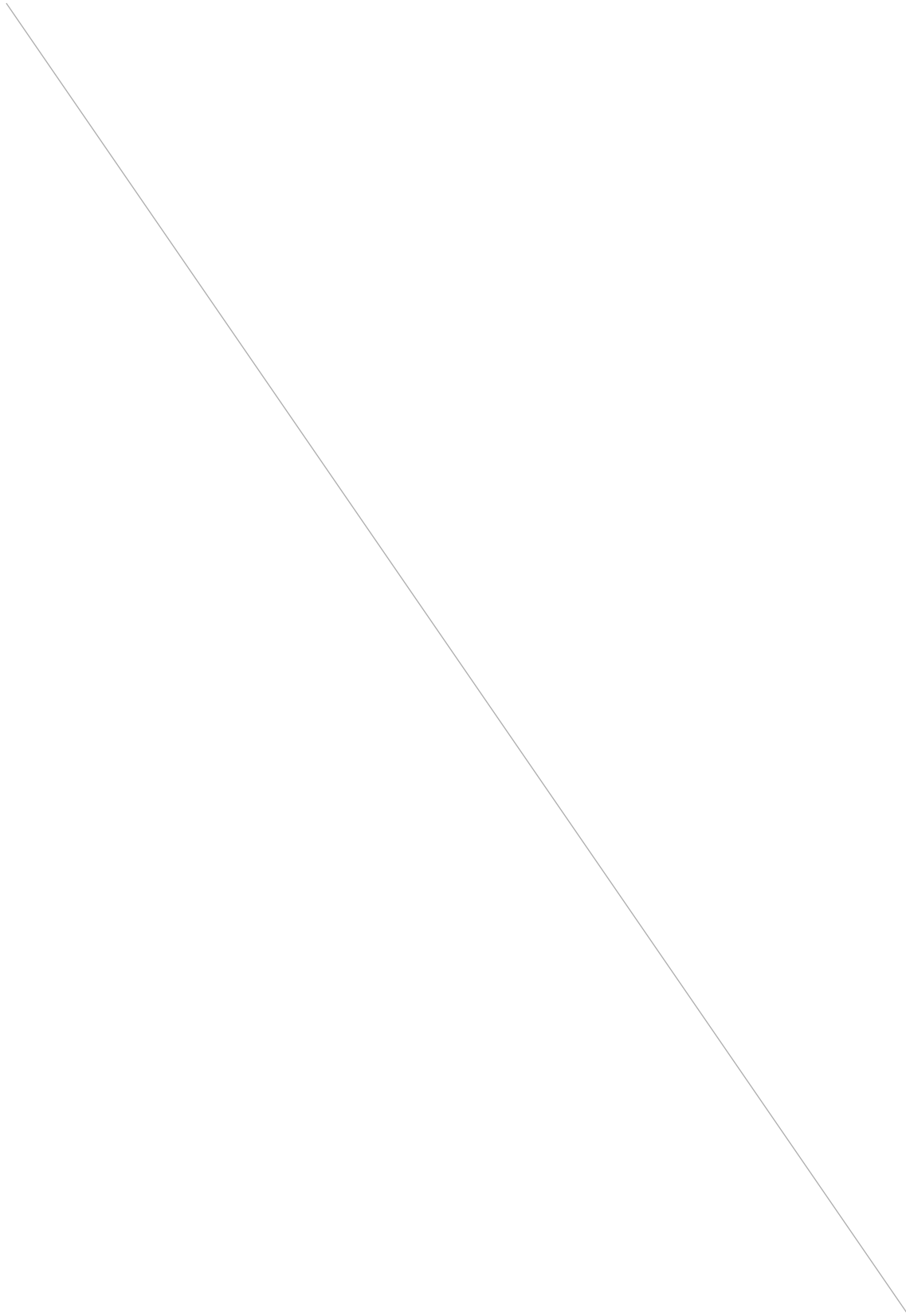
Donde Alpha es la aceleración angular y la ω velocidad. Ajustando J y B , es posible modular la respuesta dinámica del motor en la simulación, de manera que el torque máximo se produzca a la velocidad de giro deseada permitiendo un comportamiento más realista sin alterar directamente las características de potencia del motor.

2.2.3 Criterios de selección del software

La elección de Siciclo y Simulink como herramientas de simulación responde a un equilibrio entre accesibilidad y adecuación al alcance del presente proyecto. Aunque existen programas más avanzados como los entornos de dinámica de fluidos computacional (CFD) o softwares específicos, como GT-Power y AVL Boost, su aplicación implica elevados tiempos de cálculo, licencias caras y una mayor complejidad en el modelado.

En este sentido, es importante remarcar que Simulink y Siciclo permiten el desarrollo de modelos de tipo 0D-1D, en los cuales los fenómenos se representan mediante ecuaciones globales o simplificadas. Se reduce así, drásticamente el coste computacional y facilita la implementación de estrategias de control, aunque requiere procesos de calibración para ajustar el modelo a la realidad. Por el contrario, los modelos CFD, de naturaleza tridimensional, permiten un análisis más detallado de los procesos físicos en el motor (turbulencia, combustión, transferencia de calor), pero con un coste computacional muy superior y menos aplicabilidad en fases tempranas de diseño o en estudios de control.

Siciclo, al estar ambientado específicamente al análisis de ciclos termodinámicos permite obtener de forma rápida los parámetros fundamentales del motor, mientras que Simulink ofrece un entorno flexible para el desarrollo dinámico del modelo y la implementación de estrategias de control.



3.Caso de Estudio

El motor escogido como objeto de análisis es un 2.2 L HDi de 136 CV (98 kW), diseñado y desarrollado por el grupo PSA. Los motores HDi (High-pressure Direct Injection) son una familia de propulsores diésel desarrollados por el grupo PSA Peugeot-Citroën a finales de los años noventa, en colaboración con Bosch. Se basan en la tecnología de inyección directa por conducto común (Common Rail), la cual marcó una revolución en los motores diésel de pasajeros al mejorar simultáneamente el rendimiento, la eficiencia y la reducción de emisiones.

La selección de este se debe a que representa un punto de inflexión en la evolución de los motores diésel europeos, ya que fue uno de los primeros en incorporar de serie de sistemas de control de emisiones avanzados, como la recirculación de gases de escape (EGR) y el filtro de partículas (DPF). Estos elementos, que hoy resultan imprescindibles para el cumplimiento de las normativas medioambientales, eran innovaciones de gran relevancia en el momento de su lanzamiento.

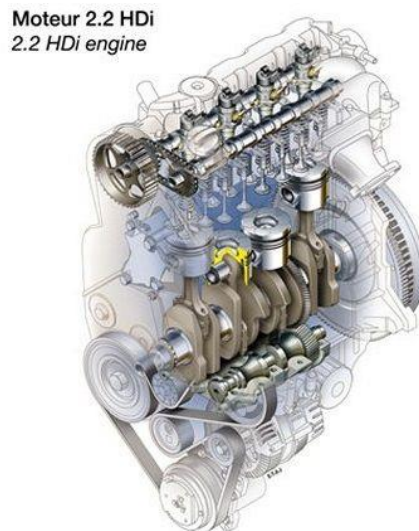


Figura 55: Renderizado del Motor 2.2 HDi

En materia de emisiones, Peugeot, ha sido uno de los pioneros junto con las marcas alemanas. Este motor destaca por su equilibrio entre rendimiento, fiabilidad y eficiencia, características que lo convirtieron en una referencia tecnológica en su segmento. Con un turbocompresor de geometría variable, inyección directa Common Rail y un diseño robusto de 4 cilindros en línea, este motor fue capaz de combinar un alto par motor a bajas revoluciones con un consumo de combustible competitivo, cualidades muy apreciadas tanto en turismos como en vehículos comerciales ligeros.

El propulsor permite establecer una comparación crítica entre las tecnologías Euro 3 y los motores térmicos más modernos adaptados a Euro 5 y Euro 6. Los sistemas postratamiento, fueron, las primeras soluciones para cumplir los estrictos límites de emisiones mediante soluciones relativamente simples, las cuales pueden modelarse matemáticamente y obtener resultados ideales, cercanos a los resultados efectivos. Los

motores actuales requieren de sistemas mucho más sofisticados como la reducción catalítica selectiva con inyección de AdBlue (Urea), inyección a muy alta presión y estrategias de control multietapa.

3.1 Esquema del Motor

Nuestro propulsor es un motor diésel de 4 cilindros en línea (4L). Cada cilindro recibe 4 válvulas, 2 de admisión y 2 de escape, accionadas por un sistema DOHC y una correa de distribución. Está alimentado por inyección directa al cilindro, a través de una rampa común de alta presión, fabricada por Bosch (BOSCH EDC15C2) . El 2.2 L HDi cuenta con todos los componentes que se muestran en la figura 56.

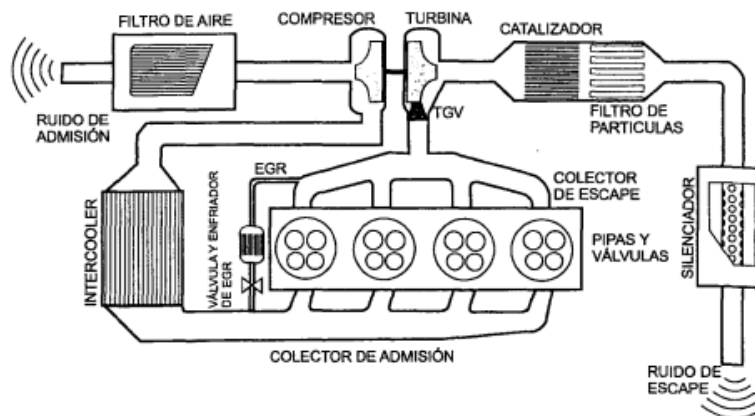


Figura 56: Esquema de un Motor de Combustión Interna Alternativa MEC

La figura 56, representa el recorrido de los gases de un MEC, estos gases, pasan a través del sistema admisión (por donde el aire entra por el filtro de aire, el compresor, intercooler y se envía a las pipas de admisión) y el sistema de escape y postratamientos (donde los gases quemados salen ordenadamente por los colectores de escape, entran en la turbina de geometría variable, y son tratados por el catalizador y el filtro de partículas, además del silenciador), también aparece el sistema EGR para la reducción de gases.



Figura 57: Motor montado en el vehículo

3.2 Datos del Motor

Anteriormente en el marco teórico, se explica con claridad los sistemas que suelen contener los motores diésel de vehículos en la actualidad, si aplicamos esa teoría en el caso de estudio, podemos añadir las curiosas resoluciones usadas por PSA para crear un motor fiable y eficiente.

3.2.1 Distribución y diagrama de distribución

Este motor tiene una distribución tipo DOCH, movida por una correa que se alimenta de la energía mecánica proporcionada por el cigüeñal y mueve el árbol de levas de escape; seguidamente, mueve varios elementos tales como la bomba de refrigerante y la bomba de alta presión de la inyección. Ambos árboles de levas están conectados mediante una cadena, donde el árbol de escape mueve al de admisión (Fig. 58) .

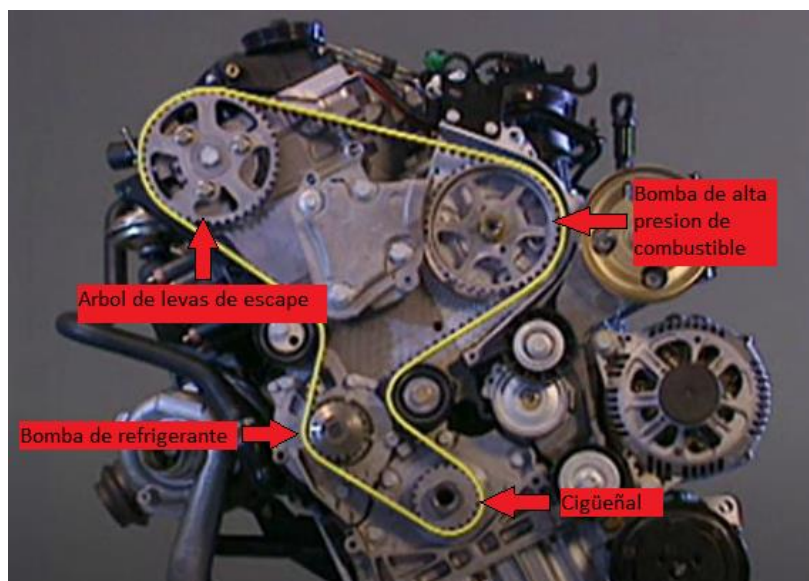


Figura 58: Correa de distribución

Este motor no contiene un sistema de distribución variable. El árbol de levas de escape se conecta al árbol de levas de la admisión mediante una cadena. Este diagrama de distribución se diseñó para que no se produjese solape de válvulas.

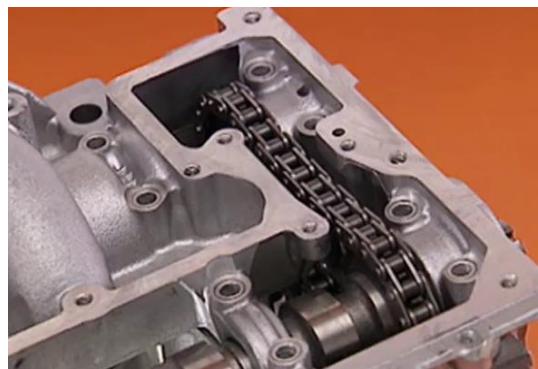


Figura 59: Cadena de árboles de levas



El solape de válvulas se define como el momento medido en ángulos de cigüeñal en el que las válvulas de admisión y escape se encuentran abiertas en el cilindro, generándose los gases cortocircuitos en las milésimas de segundo que las válvulas se encuentran abiertas. Estos gases pasan de la pipa de admisión al colector de escape sin ser quemados en la cámara de combustión, al no formar parte de la reacción química, llevan hidrocarburos no deseados los cuales son altamente contaminantes.

Basándose a querer evitar esta situación, el diagrama de distribución es:

-AAA (Avance de apertura de admisión): $15^{\circ}20'$ después de PMS.

La válvula de admisión se abre 15 grados y 20 minutos después del punto muerto superior. Normalmente, en motores diésel, la admisión se abre un poco antes del PMS para permitir que el aire comience a entrar tan pronto como el pistón comienza su carrera de admisión.

-RCA (Retraso cierre de admisión): $12^{\circ}11'$ después de PMI.

La válvula de admisión se cierra 12 grados y 11 minutos después del PMI. Este valor es relativamente bajo comparado con motores que buscan mayor llenado a altas RPM. Con el cierre temprano, PSA optimizó el sistema para eficiencia a bajas revoluciones, donde el turbo ya está proporcionando suficiente presión de aire.

-AAE (Avance de apertura escape): $23^{\circ}12'$ antes de PMI.

La válvula de escape se abre 23 grados y 12 minutos antes del punto muerto inferior. En motores tradicionales, el escape se abre mucho antes para permitir que los gases salgan aprovechando la presión residual. Este valor indica la ausencia de solape y se busca minimizar la pérdida de presión en el cilindro, dejando que el turbo maneje la expulsión de gases.

-RCE (Retraso de cierre escape): $15^{\circ}27'$ antes PMS.

La válvula de escape se cierra 15 grados y 27 minutos antes del punto muerto superior. Normalmente, el cierre del escape ocurre después del PMS para aprovechar la inercia de los gases de escape. Si se cierra antes del PMS, esto evita cualquier posibilidad de solape con la apertura de la admisión, asegurando que no haya cortocircuito de gases.

Para que este sistema sea funcional, es necesario que el compresor, esté constantemente soplando aire desde bajas revoluciones, puesto que al no haber solape, no hay inercia de gases, y es el único que puede llenar el cilindro. Este sistema es un poco más complejo en altas rpm, donde el solape si pudiera llegar a ser beneficioso para llenar el cilindro, por lo que el grupo PSA dotó este motor de un turbocompresor Garret de geometría variable, para intentar remediar la falta de inercias a altas rpm.

La ausencia de solape de válvulas tiene varias implicaciones:

Al evitar que los gases frescos de admisión se mezclen con los gases de escape, se reduce la posibilidad de que hidrocarburos sin quemar pasen al escape, lo que ayuda a cumplir con la normativa Euro 3.

Como se depende completamente del turbo para la carga de aire, se optimiza el uso de la presión del turbo, especialmente en regímenes de motor donde el turbo está activo. Esto mejora la respuesta del turbo y reducir el lag.

3.2.2 Entrada de aire.

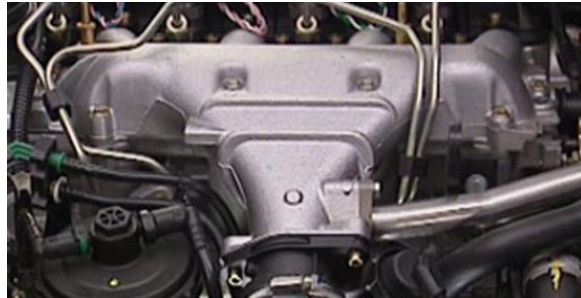


Figura 60: Colector de admisión

La admisión de aire, junto con la inyección de combustible se encargan de dar mezcla al motor para realizar el ciclo de combustión. El sistema de control usado en el motor usa dos conductos para generar turbulencia y llenar la cámara de combustión.

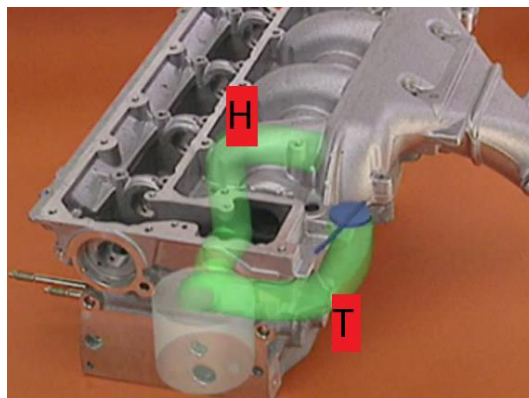


Figura 61: Conductos H+T

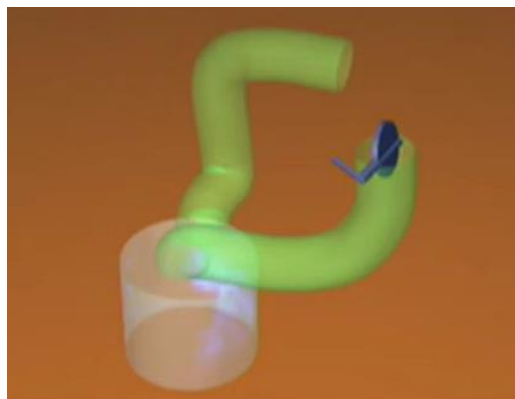


Figura 62: Mariposa del conducto T abierta

En la figura 61, el primer conducto H (helicoidal), genera el vórtice de aire turbulento. Este tubo siempre está abierto, en todo el régimen de giro el motor, mientras que como se ve en la figura 62 el segundo conducto llamado T (tangencial), tiene una mariposa de admisión, que permite la regulación del caudal a través de él. Este conducto se abre cuando se requieren altos flujos de aire hacia el cilindro, es por ello por lo que se abrirá a altas rpm.

El aire puede llegar a través de tres conductos. El conducto primario está conectado con el intercooler, el secundario genera un baipás (salta) al intercooler, por si se requiere la introducción de aire más caliente procedente del compresor, mientras que el tercero es la recirculación de gases realizada por el EGR.

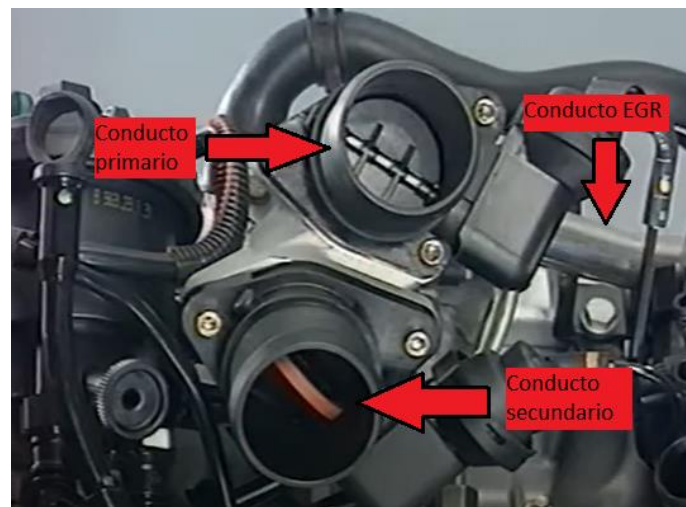


Figura 63: Entradas a la admisión.

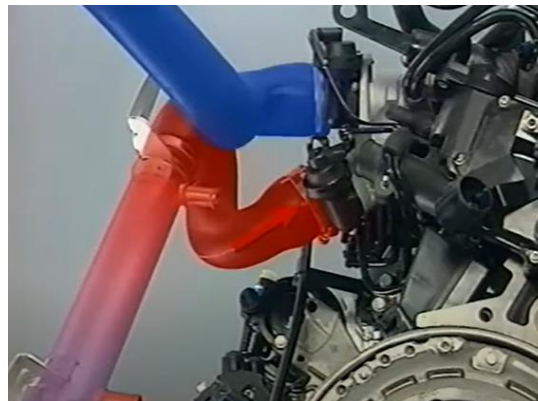


Figura 64: Conductos primario y secundario

3.2.3 Inyección directa.

El motor tiene una inyección directa de tipo Common Rail, la cual está diseñada por Bosch, en este motor el rail se encuentra debajo de la admisión como se observa en la figura 65, los inyectores se encuentran de encima de la admisión.



Figura 65: Rail Común

3.2.4 Sobrealimentación.

La sobrealimentación del motor introduce aire a presión en el cilindro del motor mediante un dispositivo externo, el turbocompresor. El turbo que monta la unidad de potencia es turbocompresor de geometría variable Garret VTG como el de la figura 66, significa que incorpora un sistema de álabes móviles en el lado de la turbina.

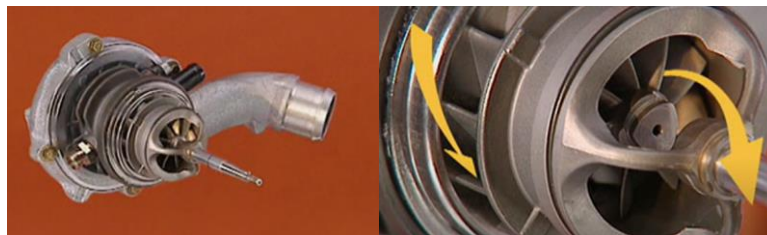


Figura 66: Turbo Garret VTG de 2.2 HDi

La unidad de control diagnostica si el motor necesita más aire, por lo que los álabes de la turbina pueden variar su sección, regulando el flujo de gases que incide sobre la turbina, adaptando el comportamiento según sea el régimen de la presión de sobrealimentación.

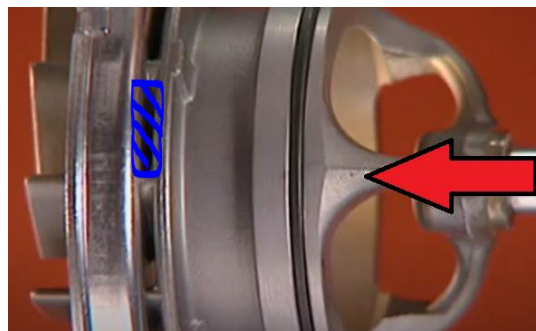


Figura 67: Cierre sección

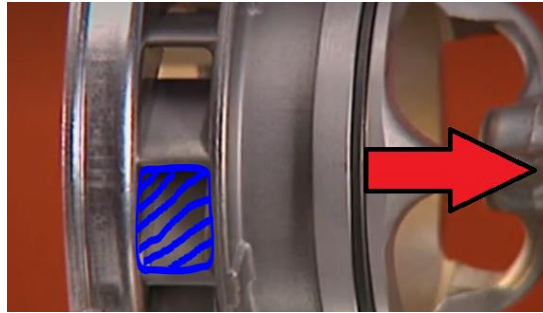


Figura 68: Apertura sección

En bajas rpm los álabes cierran la sección de entrada como en la figura 67, que aumenta la velocidad de los gases de escape, en consecuencia, también aumenta la velocidad de giro, y el compresor sopla más aire. Sin embargo, en altas como la figura 68, los álabes se abren gradualmente, permitiendo más caudal y manteniendo la presión constante, evitando generar sobrepresión. En la figura 69 se muestra que el accionador que se encarga de varía la sección de los álabes. También se tiene una válvula wastegate para evitar sobrealimentaciones.

Por último, se usa de actuador de tipo electrónico, para abrir o cerrar el sistema de geometría variable.

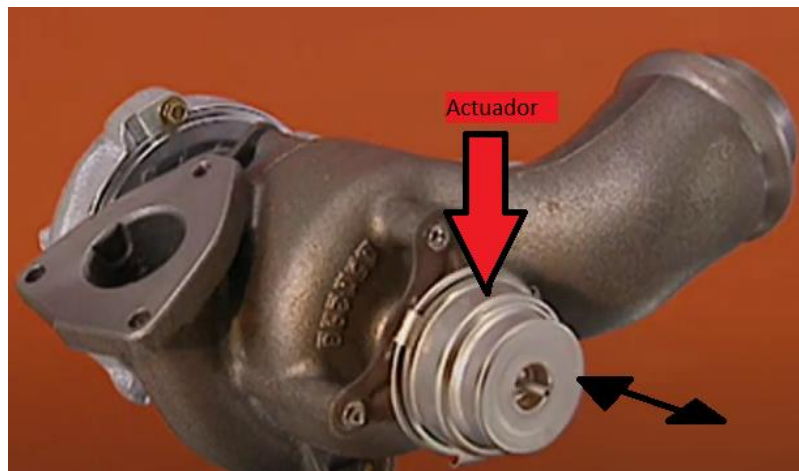


Figura 69: Actuador eléctrico

3.2.5 Árboles de equilibrado

Los motores 4 cilindros en línea, tienden a generar vibraciones secundarias, y los MEC aún más debido a las altas presiones a las que someten las piezas, es por ello por lo que este motor cuenta con un sistema de compensación, que trata de remediar estas vibraciones. Para que los componentes y el propio motor no sufran vibraciones excesivas, PSA, introdujo los árboles de equilibrado.



Figura 70: Árboles de equilibrado

Se trata de dos ejes con masas excéntricas que giran en sentidos opuestos, en este motor giran al doble de la velocidad del cigüeñal, estas masas, se han calculado para contrarrestar las fuerzas de inercia generadas por el movimiento alternativo de los pistones, el resultado es la reducción notable de vibraciones transmitidas al chasis del vehículo.

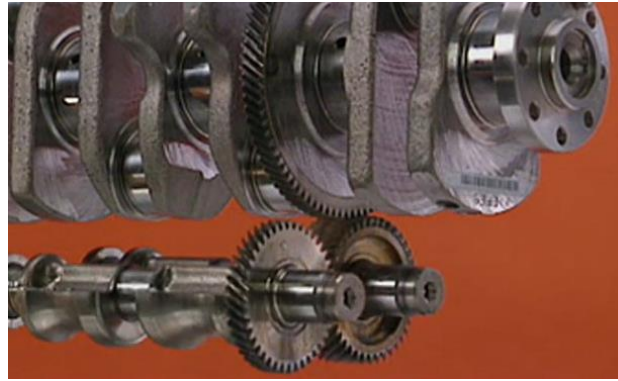


Figura 71: Engranajes helicoidales del cigüeñal y masas excéntricas

Como se observa en la figura 71 uno de los árboles se conecta con el cigüeñal y también hace girar al otro árbol de equilibrado mediante engranajes helicoidales.

3.2.6 Sistema de anticontaminación.

El motor 2.2 L HDi cuenta con un sistema de anticontaminación formado por el sistema de recirculación de gases (EGR) y su intercambiador aire agua, Catalizador, filtro de partículas DPF y sistema aditivo FAP.



Figura 72: Válvula EGR

Peugeot y Citroën fueron unas de las marcas pioneras en la introducción del sistema aditivo FAP (filtro de partículas aditivado). Inicialmente se empleó en el motor 2.0 L y en el 2.2 L. El sistema consiste en un filtro de partículas diésel que, en disonancia de otros sistemas, usa un aditivo químico para facilitar la regeneración del filtro a temperaturas más bajas.

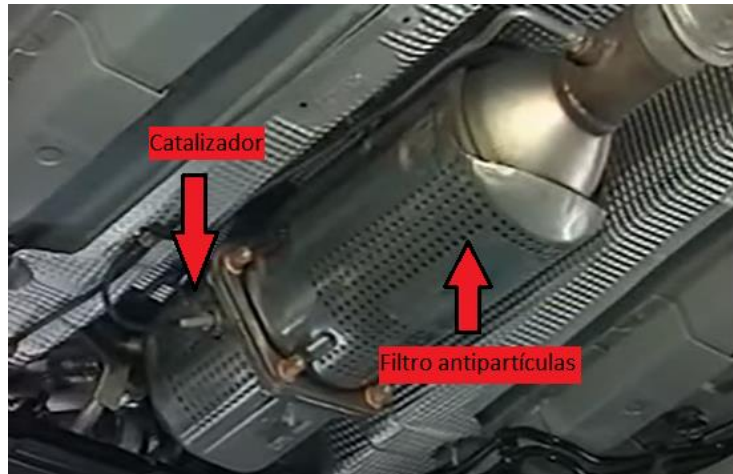


Figura 73: Catalizador y filtro antipartículas

Su funcionamiento consiste en la instalación del DPF en la línea de escape, donde se encarga de retener las partículas de hollín o carbonilla que se produce en la combustión del MEC. Al sistema se le incorpora un aditivo, basado en óxidos metálicos (EOLYS), que se inyecta en el depósito de combustible de manera automática, este aditivo tiene su propio tanque de 5 litros en dónde una bomba envía al tanque del combustible el aditivo.



Figura 74: Aditivo de óxido metálico



Figura 75: Tanque de aditivo

Las partículas de carbón necesitan temperaturas superiores a los 550°C, para quemarse completamente, como son temperaturas difíciles de conseguir, el aditivo baja esa cifra a 450°C, dejando la posibilidad de quemar el hollín y regenerar el filtro.

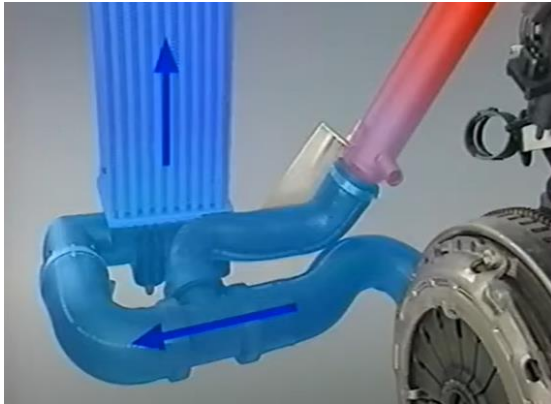


Figura 76: Aire a través del intercooler.

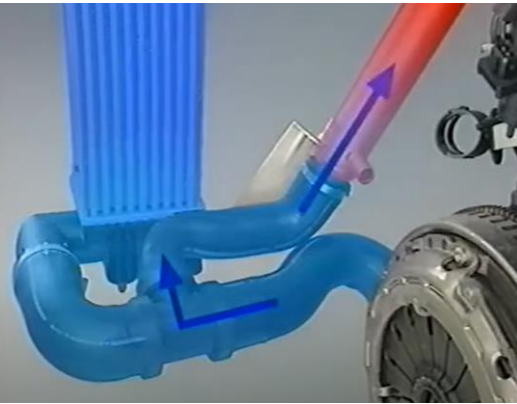


Figura 77: Aire directo a la admisión.

Las figuras 76 y 77, muestran el cierre de una electroválvula controlada por la unidad de control, que desvía el flujo del aire que pasa por el intercooler, y a través de un segundo conducto, envía aire más caliente proveniente del compresor directamente a la admisión, incentivando a temperaturas más altas de combustión, lo que resultan en temperaturas de gases de escape mayores de lo normal, y que calientan el filtro antipartículas, quemando así suciedad.

Periódicamente (PSA indica 80.000 km) o cuando la unidad de control observa diferencias de presión importantes antes y después del filtro, se realiza una regeneración elevando la temperatura de los gases para quemar el hollín acumulado y limpiar el filtro, esta regeneración se puede hacer en marcha de forma pasiva, o activa, inyectando más combustible para elevar la temperatura.

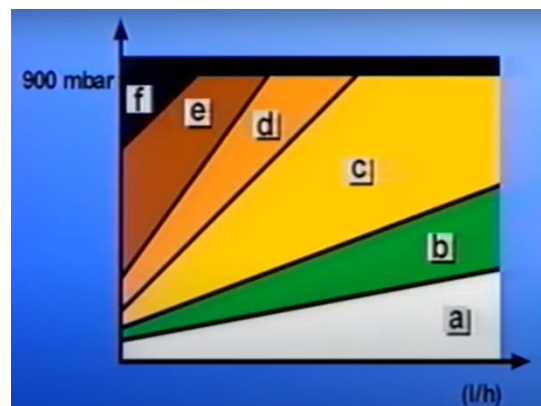
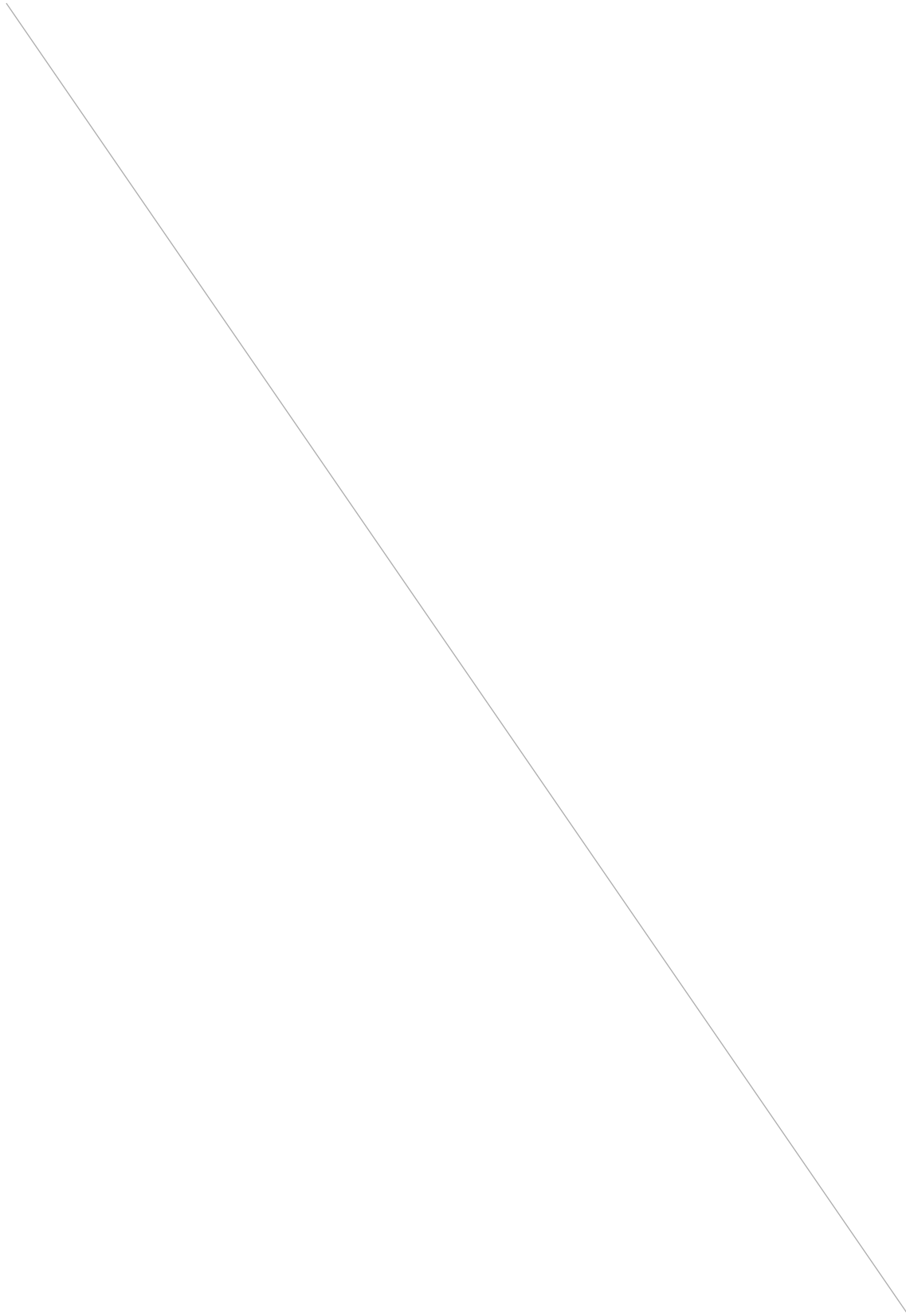


Figura 78: Grado de suciedad permitido

La figura 78 indica el grado de suciedad que el FAP puede tener, Tanto A como F indicarían que el filtro está defectuoso, uno, poca diferencia de presión en la entrada y salida (A), lo que indica que el filtro se ha agujerado o roto, y otro por demasiada carbonización (F). Las condiciones de trabajo óptimas se encuentran en la zona B, mientras que las zonas C, D y E es cuando se activa el sistema de regeneración.





4. Construcción, Modelado y Control del Motor

4.1 Objetivo

El modelado y control del motor constituye una parte fundamental del proyecto, ya que permite reproducir matemáticamente el funcionamiento del ciclo Diesel y analizar su comportamiento bajo diferentes condiciones de operación. A través de este proceso, se busca crear un gemelo matemático del motor objetivo de estudio, que sirva como herramienta de análisis y validación frente a los datos experimentales obtenidos mediante diagnóstico y osciloscopio.

Se ha seguido una metodología progresiva:

- En primer lugar, mediante el software Siciclo se simula el ciclo termodinámico diésel tanto en su versión ideal como real, obteniendo parámetros de referencia como el rendimiento térmico, la presión media indicada y los diagramas característicos P-V y T-s. Estos resultados constituyen la base teórica sobre la que se fundamenta la posterior comparación con del modelo dinámico.

- En segundo lugar, se emplea el entorno Simulink para implementar un modelo matemático dinámico del motor. Este entorno permite integrar las ecuaciones diferenciales que describen las distintas fases del ciclo, así como aplicar estrategias de control sobre variables críticas como la cantidad de combustible inyectado o la presión de admisión. Se pretende contrastar con los datos reales obtenidos experimentalmente, aunque estos datos hayan sido medidos en vacío, pueden dar valores interesantes que indiquen su fiabilidad.

De este modo, la combinación de un análisis termodinámico teórico con un modelo dinámico validado experimentalmente asegura una representación precisa del motor estudiado día al proyecto de un mayor grado de credibilidad.

4.2 Siciclo

4.2.1 Introducción a Siciclo

Anteriormente se ha introducido el concepto de macros como herramientas destinadas a la automatización de cálculos repetitivos dentro de un programa. En este caso, se aprovechan dichos subprogramas para implementar las expresiones y ecuaciones termodinámicas correspondientes al ciclo Diesel, evaluándolas en función del ángulo de giro del cigüeñal. De esta forma, el programa es capaz de reconstruir de manera sistemática la evolución de las variables de presión, temperatura y volumen a lo largo de un ciclo completo.

Una de las ventajas de esta metodología es que el programa no se limita a calcular un único ciclo, sino que ejecuta varias iteraciones consecutivas hasta comprobar la consistencia y estabilidad de los resultados. Esto garantiza que las magnitudes obtenidas, como la presión media indicada o los diagramas P-V y T-s no correspondan a un estado transitorio, sino a una condición estable y repetitiva, que es la propia de un motor en régimen estacionario.



El uso de este enfoque basado en macros permite, además, una mayor flexibilidad en el análisis, el usuario puede modificar parámetros de entrada como la relación de compresión, el avance de admisión o el régimen de giro, y el programa recalcula automáticamente el ciclo completo adaptándose a las nuevas condiciones. Esto convierte a la herramienta no solo en un recurso para la simulación, sino también en un medio didáctico que facilita comprender como influyen las variables geométricas y de funcionamiento en el rendimiento global del motor.

4.2.2 Datos geométricos.

Seleccionamos el tipo de ciclo que se va a realizar, en nuestro caso el ciclo diésel, de 4 tiempos, en donde conocemos la relación de compresión, longitud de biela, longitud de la carrera, diámetro del pistón, cilindrada unitaria, A.A.E., A.A.A., R.C.E., R.C.A., Diámetro válvula de admisión, Longitud máxima de admisión, Diámetro válvula de escape, reglaje válvula de escape, Longitud máximas de escape, Área de fugas, Coeficiente Área pistón Coeficiente, Área de culata, Área del cilindro PMS, Número de cilindros. (Véase anexo I)

Tipo	Variable	Unidades
Diésel "D" Gasolina "G"	D	N/A
Tipo de Ciclo (2T o 4T)	4T	N/A
Relación de compresión	18	N/A
Longitud de la biela	152	mm
Longitud de la carrera	96	mm
Diámetro del pistón	85	mm
Cilindrada unitaria	545	Cc
AAE	-23.2	°
AAA	15.33	°
RCE	15.45	°
RCA	12.18	°
Diámetro de la válvula de admisión	29.9	mm
Levantamiento máximo de la válvula de admisión	-8.5	mm
Reglaje de la Válvula de Admisión	0	mm
Diámetro de la válvula de escape	25	mm
Levantamiento máximo de la válvula de escape	0	mm
Reglaje de la Válvula de Escape	-8.5	mm
Área de Fugas	1	mm ²
Coeficiente del Área del Pistón	1.28	N/A
Coeficiente del Área de Culata	0.45	N/A
Área del Cilindro en el P.M.S	5760	mm ²
Numero de cilindros	4	Cilindros

Tabla 3: Variables geométricas

Estas variables geométricas son constantes y no varían a lo largo del tiempo, por lo que son independientes del régimen de giro.

4.2.4 Variables de funcionamiento.

Muchas de las variables de funcionamiento, varían en función el régimen de giro del cigüeñal, esto nos obliga a realizar el cálculo de varias veces a distintos regímenes. La esencia del motor MEC es que, gracias a las altas presiones de trabajo del ciclo, permite tener motores que generan mucho torque a bajas revoluciones por minuto, por lo que nos interesa estudiar el motor desde las 740 rpm hasta las 4000 rpm, incluyendo estudios individuales en las 2000 rpm y 3000 rpm.

Tipo	Variables				Unidades
Avance	5	-3	-10	-15	°
C1	4				N/A
C2	5000				N/A
C3	40				N/A
C4	5				N/A
Coefficiente DUCOM	-80				°
BETA	0.1				N/A
Temperatura de admisión	43	43	43	50	°C
Presión de admisión	1.00	1.8	1.6	1.40	Bar
Temperatura de escape	300	660	660	800	°C
Presión de escape	1.4	2.0	2.2	2.6	Bar
Temperatura en el cárter	80	80	80	80	°C
Presión en el cárter	1.50	1.50	1.50	1.50	Bar
Temperatura del combustible	40	40	40	40	°C
Régimen de giro del motor	739	2000	3000	4000	Rev/min
Dosado relativo	2	1.2	1.2	1.2	
%E.G.R.	27	15	10	10	%
Temperatura de E.G.R.	145	170	310	400	°C

Tabla 4: Variables de funcionamiento.

4.2.5 Variables de los fluidos

En esta sección se configura el fluido que trabaja en el ciclo, y sus propiedades. Ante la imposibilidad calcular experimentalmente la composición atómica del combustible diésel con un calorímetro bombástico, preferiblemente se usan datos procedentes de la asociación nuclear mundial, así como el procedimiento de cálculo realizado por el Dr. Harold Schobert de Cambridge. Véase anexo I.



Tipo	Variable	Unidades
At. Carbono en mol. Comb	12	
At. Hidrogeno en mol. Comb	23	
At. Oxígeno en mol. Comb	0	
Entalpía ev .Comb	449000	J/kg
Poder Calorífico Superior	44.9	MJ/kg
Numero de octanos	0	

Tabla 5: Variables de los fluidos.

4.3 Matlab-Simulink

4.3.1 Construcción del modelo

En el marco de este proyecto, Simulink se emplea para desarrollar un modelo dinámico del motor diésel objeto de estudio, integrando las ecuaciones que describen las distintas fases del ciclo (admisión, compresión, combustión y escape). A partir de este modelo, es posible reproducir el comportamiento y analizar la evolución temporal de variables clave como la presión en el cilindro la temperatura de los gases o potencia desarrollada.

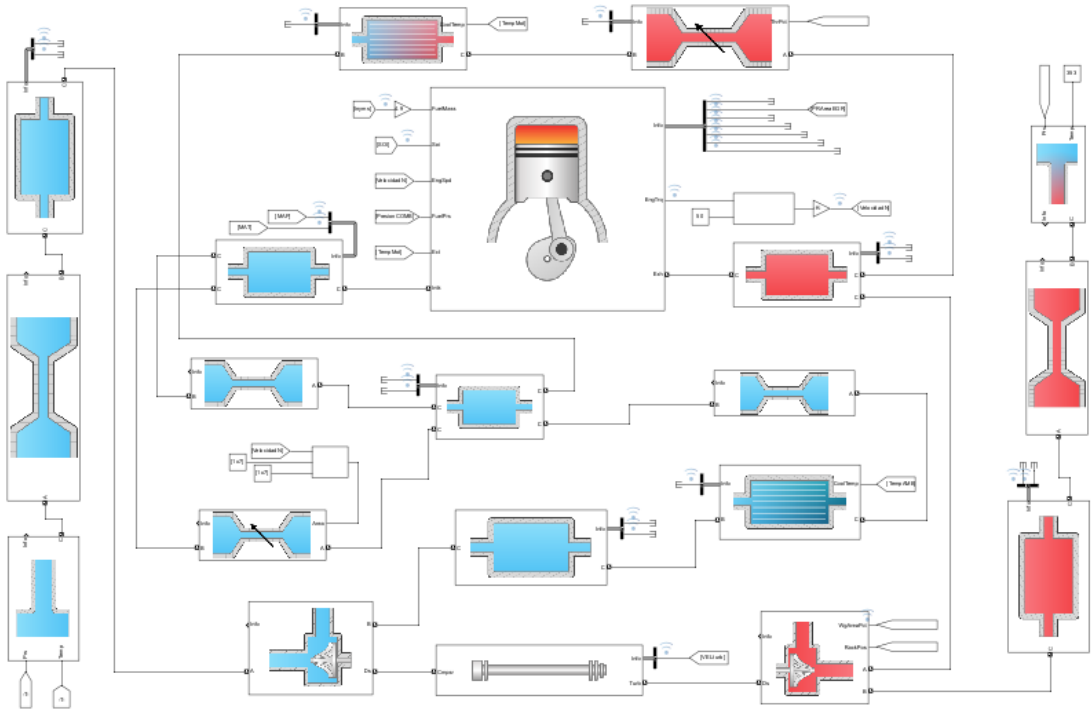


Figura 79: Modelo del motor en Simulink

En la figura 79 se observa el montaje completo del modelo, resaltando en azul los sistemas que tienen temperaturas bajas, y en rojo los que tienen altas temperaturas, de izquierda a derecha encontramos el sistema de admisión, turbocompresor, bloque motor, válvula EGR, y sistema de escape.

En la figura 80 se muestra un croquis del modelo en donde mediante flechas, observamos el flujo del aire y gases que pasan por el sistema, las líneas de color azul corresponden a gases fríos, los cuales proceden del sistema de admisión y su temperatura es inferior a los



200° C, tras estos, aparece el flujo de color morado, los cuales son gases mezclados con el sistema de escape (rojo), y aumentan la temperatura de dichos gases de admisión.

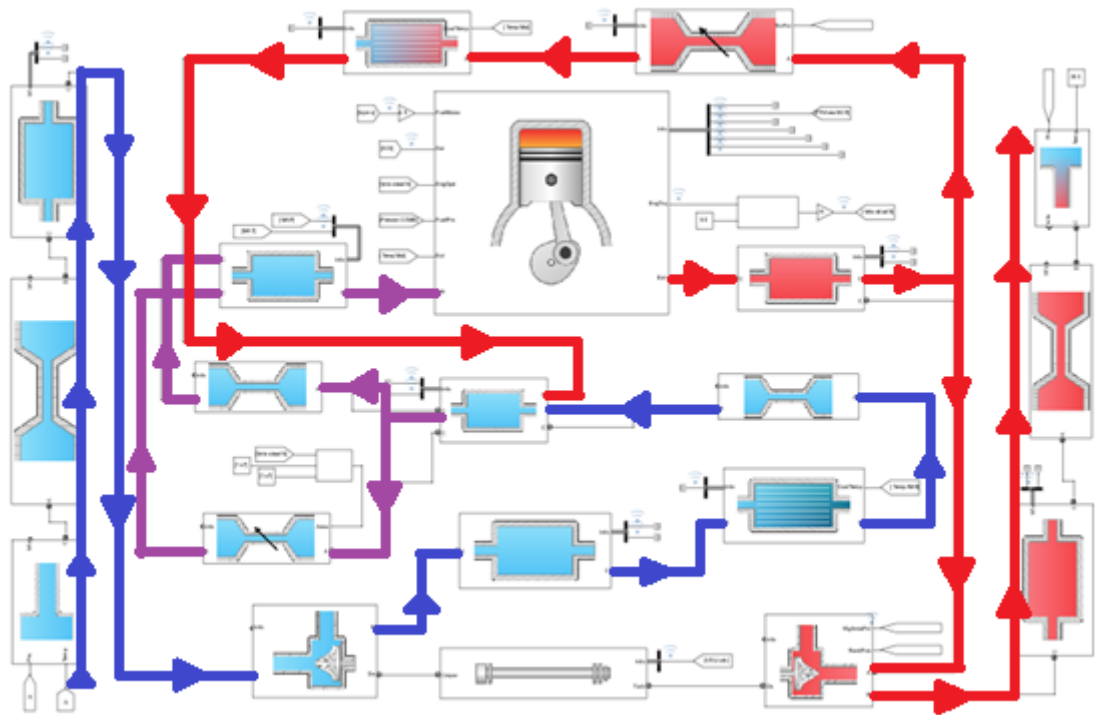


Figura 80: Croquis del modelo, señalando el flujo de gases desde admisión hasta escape.

A continuación, se explica el proceso de montaje de bloques, así como su configuración y las señales creadas para el control del modelo. Es necesario entender que el sistema se monta siguiendo el flujo de aire, desde la entrada del aire, hasta la salida de gases por el escape.

4.3.2 Variables, señales y sensores

Listado de variables.

A continuación, se muestran todas las variables y señales de interés que controlan el sistema de ECU, su entrada, y salida. Se ha seguido un el esquema de la figura 47 para conectar todas las variables.

Señales	Entrada	Salida
Inyms	Bloque Motor/FuelMass	ECU/InjPw
MAP	ECU	Colector Admisión
MAT	ECU	Colector Admisión
PORvalvulaEGR	ECU/EgrVlvAreaPctCmd	Válvula EGR/ThrPct
POSremalleraVGT	ECU/TubRackPosCmd	Turbina/RackPos
POSTurb	ECU/VGTPos	Lookuptable/variable rpm
POSwastegate	Turbina/WgAreaPct	Lookuptable/variable rpm
PRAreaEGR	ECU/EgrVlvAreaPct	Bloque Motor/EgrPct
PresionAMB	ECU/AmbPrs	Constante
PresionCOMB	Bloque Motor/FuelPrs	Constante

TempAMB	Entrada aire, Intercooler	Constante
TempMot	ECU, Intercambiador EGR	Constante
Velturbo	ECU	Eje turbo
VelocidadN	ECU, Lookuptables, Bloque Motor	Inercia Rotacional (Cigüeñal)
SOI	ECU, FuelmainSOI	Bloque Motor
CargaSolicitada	Slider	ECU, TrqCmd

Tabla 6 : Listado de señales del modelo

Significado de cada señal:

-Inyms: Señal de cálculo de masa de inyección de combustible. La ECU usa esta señal para determinar el pulse width (ms) de los inyectores.

-MAP: Sensor que mide la presión en el múltiple de admisión. Fundamental para calcular la masa de aire aspirada y la mezcla aire-combustible.

-MAT: Sensor de temperatura del aire de admisión. La ECU lo usa para corregir la densidad del aire y ajustar la cantidad de combustible inyectado.

-PORválvulaEGR: Señal de comando de apertura de la válvula EGR, Se encarga de controlar cuanto gas de escape se mezcla con el aire de admisión para reducir los NOx.

-POScremalleraVGT: Señal que representa la posición actual de la geometría del turbo (VGT). La ECU ajusta la posición de las aletas internas, para controlar la presión de sobrealimentación.

-POSTurb: Señal que representa la posición actual de la geometría del turbo. Sirve de retroalimentación en mapas de calibración según el régimen de rpm.

-POSwastegate: La posición de la wastegate regula el exceso de gases de escape que entran a la turbina para evitar sobrepresión.

-PRAreaEGR: Señal que indica el área efectiva de apertura de la válvula EGR, usada para calcular el” %” real de gases recirculados en el motor.

-PresionAMB: Medición de la presión atmosférica ambiente. Se usa para compensaciones de altitud y densidad del aire.

-PresionCOMB: Señal de presión del riel de combustible. Necesaria para el cálculo de volumen inyectado.

-TempAMB: La señal de temperatura ambiente del aire, afecta a la densidad del aire y eficiencia de combustión.

-TempMot: Señal de velocidad del turbo, informa a la centralita de la velocidad a la que gira el turbocompresor, de ser muy alta, optimiza otras variables para proteger de sobrepresiones y sobre velocidades.

-VelocidadN: Señal proveniente del cigüeñal, recreado como una inercia rotacional, se muestra en un cuentarrevoluciones, es una señal esencial tanto como para el bloque motor

como para la ECU, los cuales usan esta señal para realizar los cálculos de torque, inyección, avance...

-SOI: Señal calculada por el estimador de la ECU, la cual calcula el avance de inyección necesario para el régimen y carga del sistema.

-CargaSolicitada: Esta señal indica a la ECU cuanto torque debe entregar en un instante dado, siendo así un pedal del acelerador virtual. Mientras mayor sea la carga solicitada, el motor intentará generar más torque para satisfacerla.

Variables externas.

Las variables externas que afectan al motor son la presión ambiental, y la temperatura, las cuales han sido declaradas como:



Figura 81: Señales Ambientales

La justificación es que el ensayo se hizo en Málaga, España, a nivel marítimo, por lo que la presión era aproximadamente una atmosfera. La temperatura de 25° C coincidía con la ideal para ensayos.

Sensores.

Con el fin de monitorizar y analizar las variables en el modelo dinámico del motor, se incorporaron sensores virtuales en distintos puntos del esquema de Simulink. Estos sensores se han configurado para registrar magnitudes relevantes como la presión y la temperatura del aire en el colector de admisión, así como otras variables asociadas a los sistemas de combustión, turbo alimentación y recirculación de gases.

Por su implementación se emplearon los puertos de información de los bloques (Info_port), lo permite extraer datos internos calculados en cada subsistema sin interferir con la dinámica del modelo. Dichas señales fueron organizadas y transmitidas mediante sistemas de bus, con el objetivo de estructurar el flujo de información y facilitar tanto la legitimidad como la trazabilidad del diagrama. Lo que se hace es “pinchar” una señal con el comando Log.

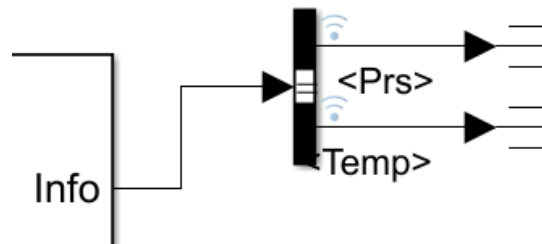


Figura 82: Sensores de presión y temperatura procedentes de la salida Info de uno de los bloques

Asimismo, se activaron las opciones de data logging de Simulink, lo cual consiste en almacenar en memoria o en archivos externos (Excel) señales seleccionadas de un modelo de simulación. De modo que todas las señales de interés quedasen almacenadas en el workspace para su posterior tratamiento y análisis. Esta estrategia permite disponer de un registro temporal completo de las variables, esto es necesario para validar el modelo.

Por último, se añade un bloque de tipo terminator, el cual se usa para finalizar una señal que no se conecta a ningún otro bloque, esto se debe a que en modelos complejos algunos bloques tienen salidas que en ciertas configuraciones no son necesarias. Si se dejan colgando, Simulink muestra advertencias de que hay señales no usadas.

Es importante entender el concepto de que en Simulink se pueden enviar señales mediante una “línea” o “cable”, pero también acepta señales del tipo entrada-salida. Las cuales no es necesario unir mediante una línea de flujo.

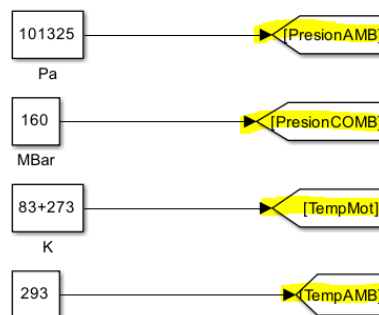


Figura 83: Señales entrada-salida

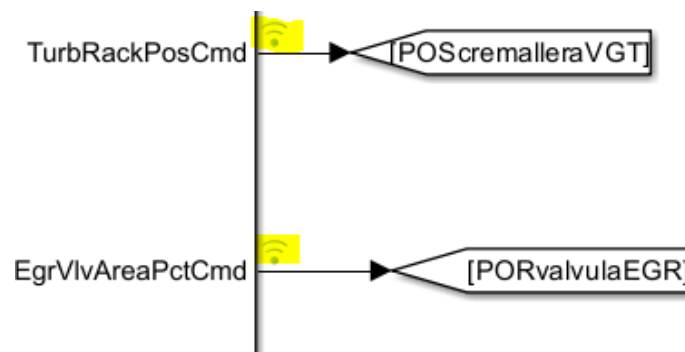


Figura 84: Uso de señales entrada-salida con sensores Log

En el bloque motor se ha adaptado un bus encargado de recoger toda la información de los gases expulsados por la combustión de motor, estos sensores leen: Hidrocarburos (HC), Monóxido de carbono (CO), Óxido de nitrógeno (NOx), Dióxido de carbono (CO₂), y partículas (PM)

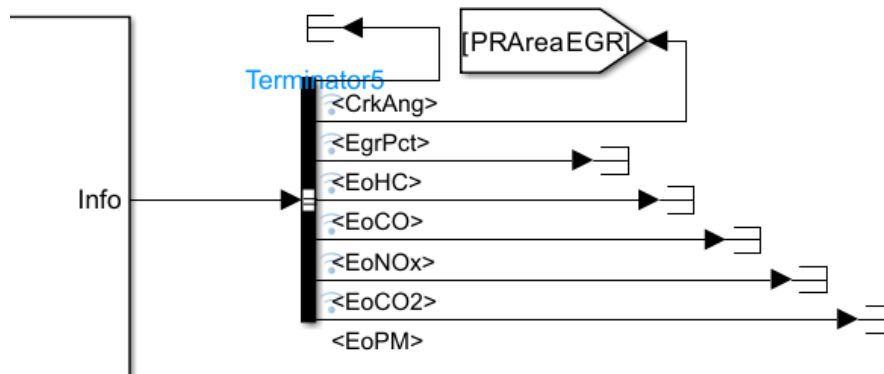


Figura 85: Sensores de medición de gases.

4.3.3. Sistema de Admisión, sobrealimentación y refrigeración

Entrada de aire.

En la entrada de aire, se representa con un bloque Flow boundary, el cual se encarga de relacionar la temperatura y presión del exterior, seguidamente, en un sistema real viene el filtro de aire, el cual representa una restricción para el flujo de aire, ya que se encarga de evitar que se introduzcan imperfecciones, partículas o suciedad en el interior del motor, es por ello que para representar la pérdida de carga que ocurre se ha implementado una un bloque de constricción, el cual generará dicha pérdida de carga.

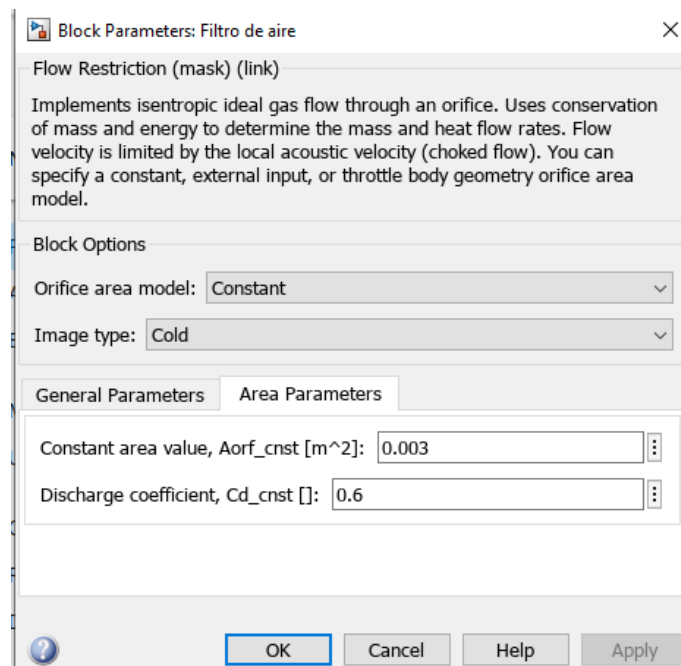


Figura 86: Parámetros del Filtro de aire

El coeficiente de pérdidas ($Cd_discharge$), es un coeficiente adimensional el cual trata de limitar el flujo para restricciones en un volumen de control, depende del diseño y del tipo de elemento filtrante, además del estado de suciedad. Un valor ejemplar para filtros limpios de papel plisado, celulosa, o sintético, como es el caso de los filtros convencionales puede estar alrededor de 0.6 a 0.7 (Heywood, J)

Contra menor sea Cd , mayores pérdidas de cargas, y mayor depresión en el colector de admisión. El área medida de la boca del filtro es de 0.003 m^2 .

Conducto de entrada al compresor.

Este conducto envía el aire limpio a la entrada del compresor, el cual se encargará de elevar la presión. En este tubo se ha decidido añadir dos sensores, los cuales informan de la presión y temperatura antes del compresor, para observar las variaciones en el modelo. Este tubo tenía un volumen aproximado de 0.002 m^3 , lo que es equivalente a un diámetro de 70 mm, recorriendo una longitud cercana al metro, desde el filtro al compresor.

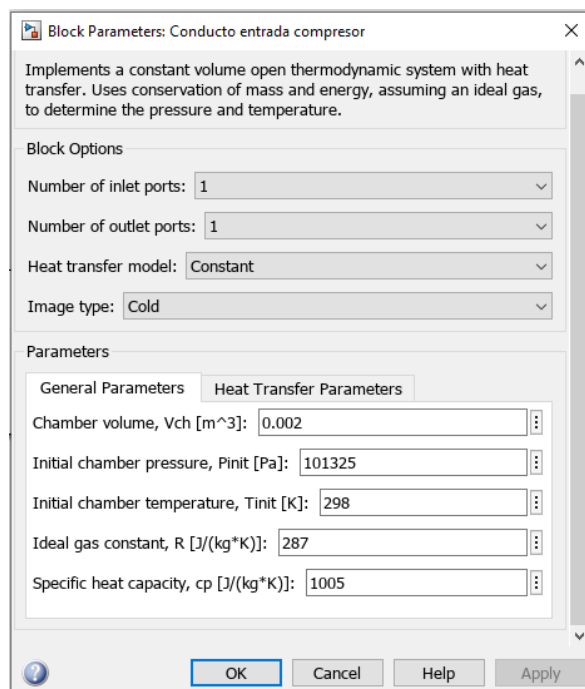


Figura 87: Parámetros del conducto de entrada del compresor

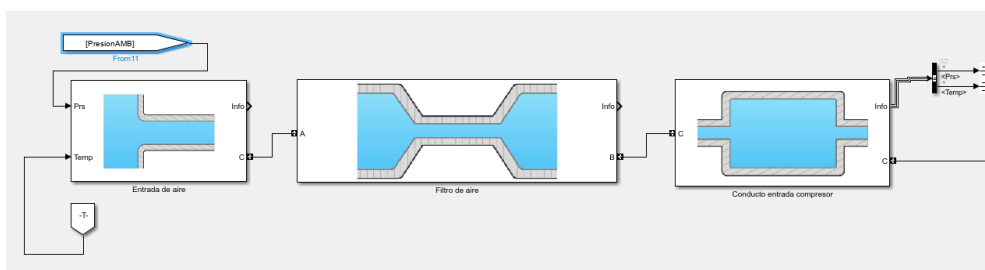


Figura 88: Tramo inicial de la admisión

Compresor:

El compresor es el encargado de aumentar la densidad del aire de admisión, elevando su presión antes de introducirlo en los cilindros. Este proceso permite incrementar la cantidad de oxígeno disponible en la combustión y por tanto aumento de par y potencia del motor.

Para su modelado en Simulink, se ha empleado una representación mediante mapas característicos que relacionan el caudal másico corregido y la relación de compresión la eficiencia del compresor. Estos mapas se introducen en forma de tablas (Véase anexo II) bidimensionales, que pueden calibrarse según convengan para adaptarse al comportamiento real del turbocompresor del motor analizado.

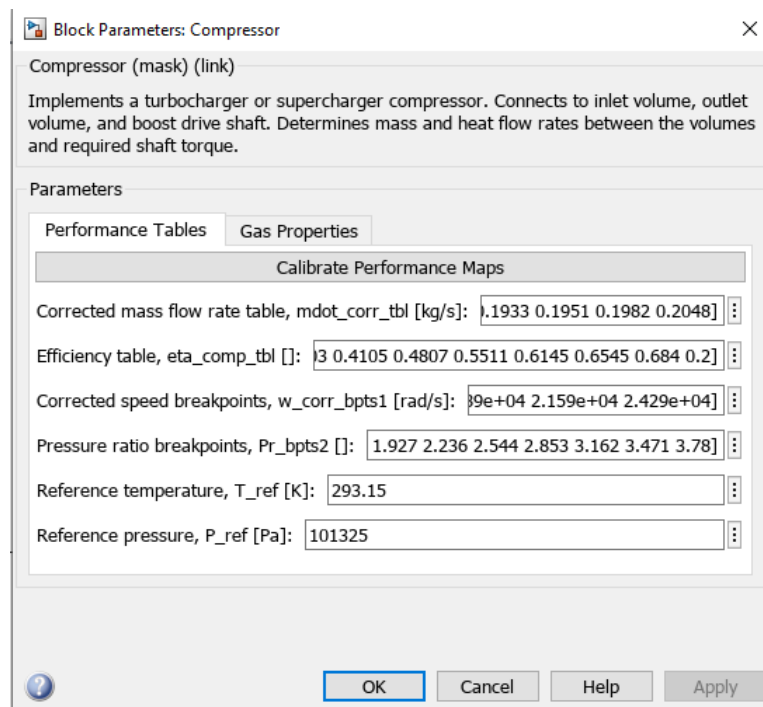


Figura 89: Tabla de parámetros del compresor

-La tabla de caudal másico corregido define el caudal que puede suministrar el compresor en función de su velocidad corregida y la relación de compresión. Los valores parten prácticamente desde cero hasta casi 0.20 kg/s, representando el límite de capacidad del compresor.

-La tabla de eficiencia adiabática describe las condiciones de operación. Esta tabla tiene zonas de baja eficiencia como 0.2, las cuales son cercanas a la inestabilidad, hasta valores superiores al 0.7, que corresponden al rango de operación más favorable en el mapa de característico. Este comportamiento es fundamental para analizar el rendimiento global del motor, ya que afecta directamente a la temperatura del aire comprimido y en consecuencia a las pérdidas térmicas y al dimensionamiento del intercooler.

-La tabla de puntos de velocidad corregida recoge la velocidad angular corregida del compresor. Esta tabla trata de cubrir todo el espectro operacional del turbocompresor.

-La tabla de la relación de compresión refleja la capacidad del compresor para aumentar la presión de admisión hasta casi cuatro veces la de la atmosfera en función de la demanda del motor.

Para encontrar valores de par adecuados es necesario aumentar el caudal corregido disponible, la eficiencia del compresor y la relación de presión objetivo. Aun así, se debe aumentar paulatinamente estas variables, puesto que hay riesgo de sobre velocidad del turbo, ya que puede llevar a rpms del compresor irreales; Esto conlleva un aumento de temperaturas, y más compresión.

El eje de sobrealimentación.

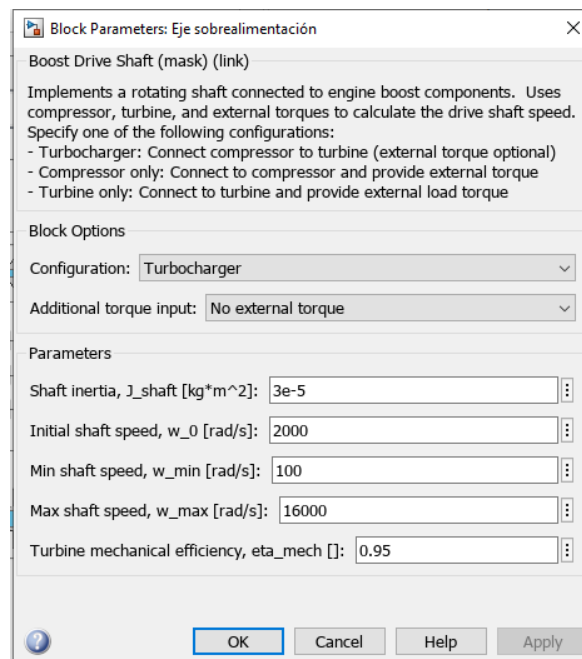


Figura 90: Eje sobrealimentación

Los parámetros del eje se han modificado, con la intención de que se parezca a un turbocompresor de automoción, el cual en vehículos ligeros el momento de inercia suele estar entre un rango de $1e-6$ a $1e-4$ $kg \cdot m^2$. Debido a la acción del aire entrando y saliendo del motor a la hora de arrancarlo, el turbo y el compresor, no están totalmente estáticos, en el momento de arranque, aparece un empuje brusco de gases, que mueven la turbina y pueden alcanzar de primeras unas 2000 rpm en el eje del sistema, por lo que como condición inicial se le ha dado una velocidad de $w_0 = 2000$ rad/s. Tras esta primera condición inicial provocada por el flujo residual, el flujo se estabiliza y el régimen disminuye, hasta casi cero. Para evitar que el sistema esté en un reposo total tras el arranque, se ha bajado el régimen en bajas a 100 rad/s equivalentes a unos 10000 rpm de eje. Por último, los turbos del siglo XXI tienen muy buenos valores de eficiencia mecánica, rondando el 0.98, eso supone que apenas hay pérdidas por rozamiento del eje sobre los rodamientos. Aun así, debido a la antigüedad del turbo, se ha escogido una eficiencia de 0.95.

Tras el compresor se ha generado un bloque de volumen de control el cual adquiere información de presión y temperatura después del compresor, pudiendo observar los diferenciales de las magnitudes de entrada y salida de este, este volumen de control se dirige al intercambiador aire/aire del vehículo (intercooler).

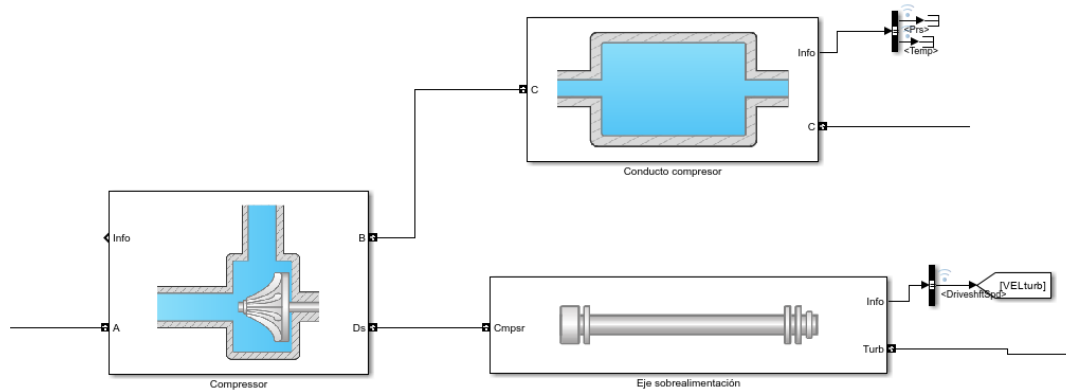


Figura 91: Tubo hacia el intercooler.

Intercooler.

El intercooler se encarga de disminuir la temperatura del aire, aumentada anteriormente por el compresor; nos interesa bajar la temperatura de este, ya que cuando el aire se encuentra en altas temperaturas los átomos que lo conforman tienden a expandirse. En los MCIA, interesa introducir la mayor cantidad de aire posible por lo que introducir aire caliente, limita la cantidad de aire que podríamos introducir. Con la intención de aumentar el rendimiento se añade este intercambiador, el cual intercambia energía calorífica con la temperatura ambiente.

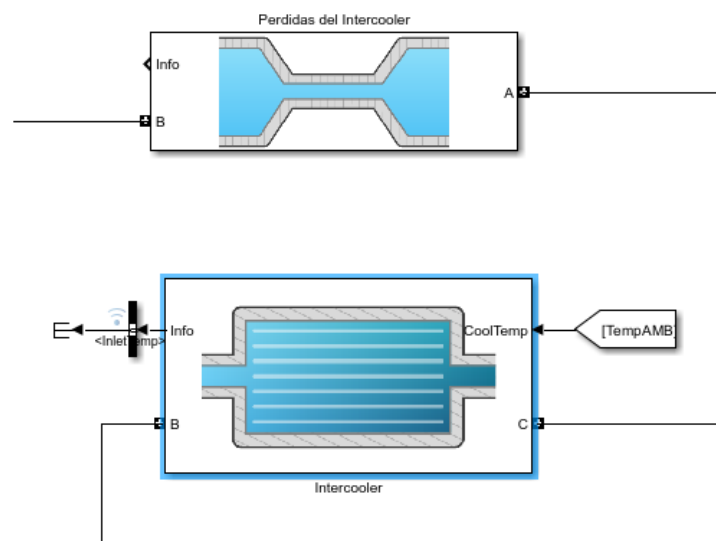


Figura 92: Intercooler y pérdidas del intercooler

Es importante destacar que conforme el aire a presión pasa a través del intercooler, los codos y demás componentes generan pérdidas de cargas, las cuales se deben de representar en el sistema mediante una restricción, de lo contrario, el sistema seguirá manteniendo la presión adquirida por el compresor

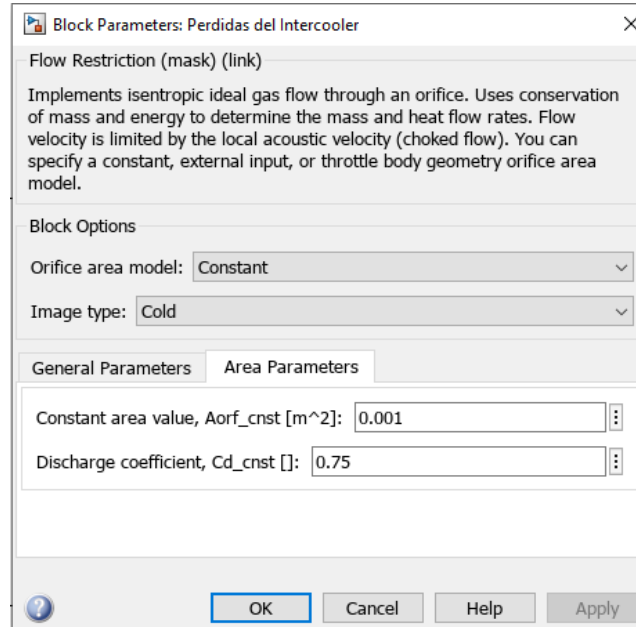


Figura 93: Sección y pérdidas del intercooler

El coeficiente de descarga también puede aplicarse a las pérdidas del intercooler, así como se hizo para el filtro de aire, se debe tener en cuenta que, a diferencia de una tobera o un orificio calibrado, el intercooler no está pensado como restricción, pero si introduce cierta pérdida. Es por ello por lo que su Cd suele ser relativamente alto, aunque menor que un conducto liso.

Un intercooler relativamente restrictivo, debido a aletas muy cerradas o suciedad interna tiene un coeficiente alrededor de un Cd de 0.75. (Heywood)

Sistema de admisión variable.

Tras el intercooler, se añade un conducto que envía el aire hacia el cuerpo de admisión, no sin antes ser el volumen el cual divide el aire hacia el tubo H y el tubo T, además de ser la entrada de la recirculación de gases de la EGR.

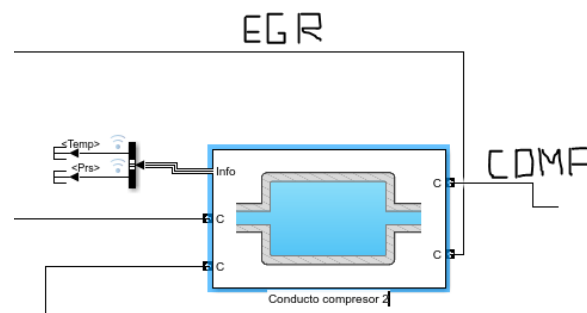


Figura 94: Conducto inicial del cuerpo de admisión

Anteriormente se explica que el 2.2 L HDi tiene una admisión variable con dos tubos, el tubo H y el tubo T. El tubo H genera la turbulencia necesaria para que el aire pudiese mezclarse con facilidad, mientras que el tubo T, es un tubo auxiliar que se abre accionando una mariposa, ayudando en altas a que el motor aspire más aire.

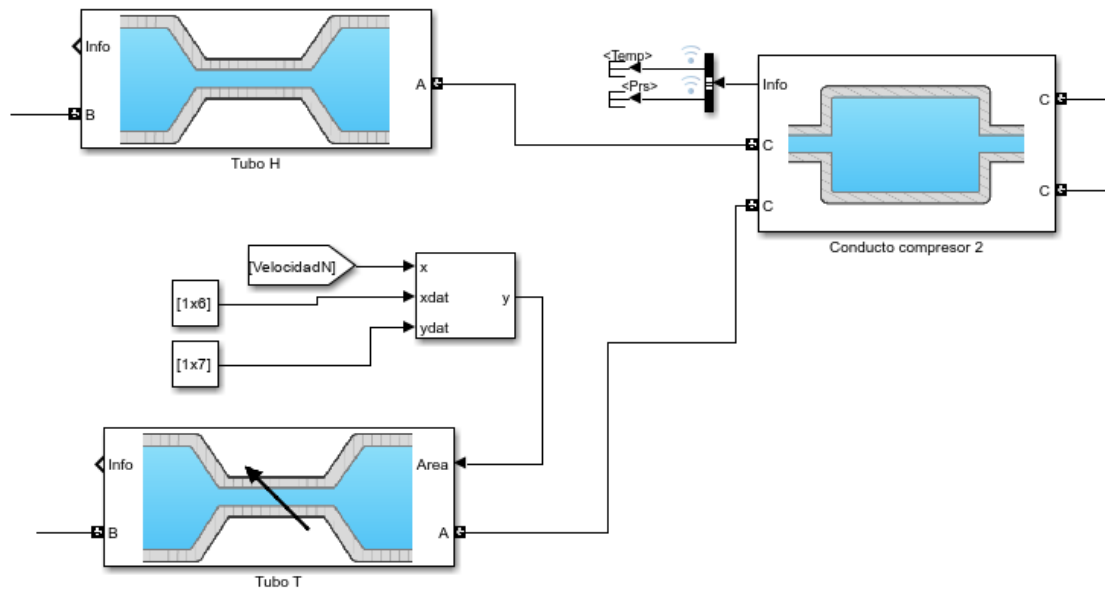


Figura 95: Conductos del cuerpo de admisión

El diseño de este sistema consiste en un sistema de restricción (Tubo H) el cual no restringe la entrada de aire. Debido a su menor tamaño se ha introducido un sistema de constricción, pero al ser un tubo liso y directo, su coeficiente es 1, puesto que no impide el paso de flujo. El tubo tiene un área con una sección de 29,9 mm (equivalente al diámetro de la válvula) por lo que:

$$A = \pi * r^2$$

$$0.0007021 \text{ m}^2 = \pi * 0.01495^2 \text{ m}^2$$

Ecuación 12: Área de una sección.

El tubo T, al tener una mariposa, se ha usado una restricción sobre el flujo, con un interruptor el cual varía el área de entrada de aire. Este interruptor abre la válvula, en función del rpm, más si fuera necesario se puede implementar condiciones de torque. Otra de las funciones que se pueden añadir es la apertura gradual del mismo, ya que, si se abre al máximo, es probable que genere pérdidas de carga, las cuales no son beneficiosas para la combustión, y rendimiento del motor.

Ambas válvulas de admisión (2) tienen el mismo diámetro y longitud por lo que el volumen y sección del tubo T es el mismo que el del tubo H.

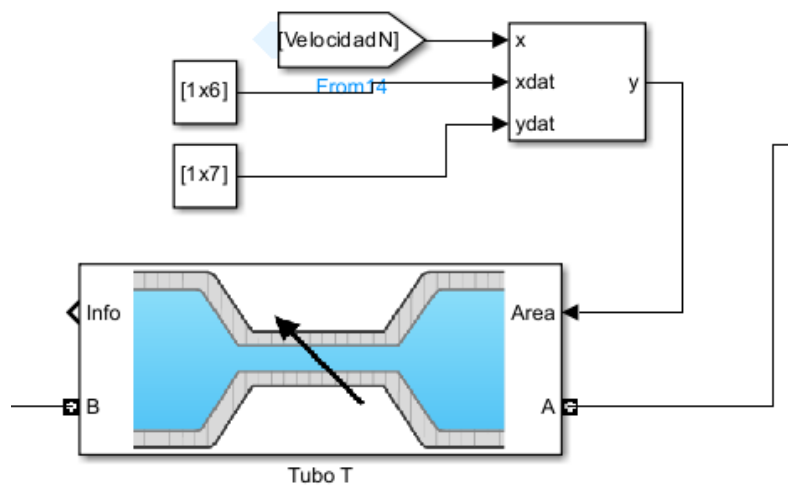


Figura 96: Sistema de apertura del Tubo T

El sistema de apertura se ha realizado mediante una tabla dinámica, la cual en función de la velocidad (eje x) introduce los datos de sección de la mariposa a través del eje y, como si fuese una superficie de referencia. Se ha usado este método por su simplicidad y porque este tipo de sistemas no presentan un comportamiento lineal, sino que la relación entre el ángulo de apertura y el aire efectiva disponible para el flujo es de carácter altamente no lineal. La tabla permite representar con mayor fidelidad la variación progresiva del aire de paso en función de las condiciones de operaciones, facilitando la integración del modelo en el entorno de simulación sin necesidad de recurrir a formulaciones analíticas complejas.

Sensores MAP y MAT.

El sensor Mainfold Air Pressure (MAP) y el Mainfold Air Temperature (MAT) son los sensores se encargan medir la temperatura y presión del aire aspirado para que la ECU pueda calcular la densidad real del aire, y ajustar el caudal de combustible, EGR y turbo. En un motor real la ubicación de este se encuentra justo antes del cuerpo de admisión (En nuestro caso, antes de los tubos H y T), esto en los motores reales, es un problema, ya que verdaderamente se desconoce a ciencia exacta que presión y temperatura entra el aire justo al cilindro. Nuestro modelo necesita saber exactamente que densidad de aire, ya que, de no saberlo, se imposibilita el cálculo de los balances de energía y de masa que entran al bloque de motor y se imposibilitaría la simulación.

Para evitar cambios de presión y temperatura debido al volumen de control que estamos obligados a introducir antes del bloque motor, se ha reducido dicho volumen a 0.0001 m^3 .

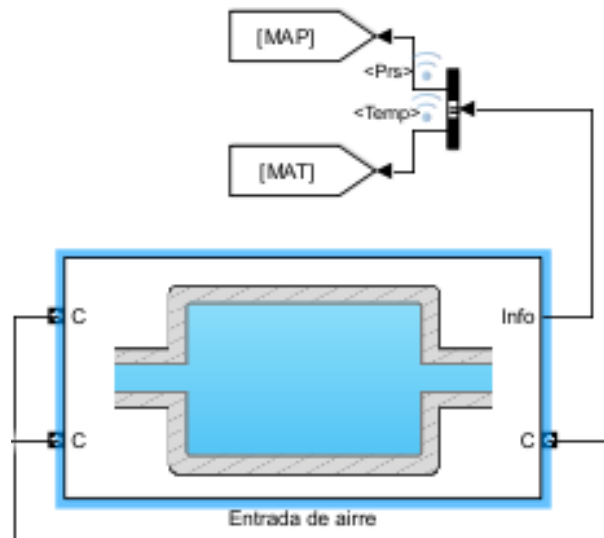


Figura 97: Entrada de aire y sensores MAP y MAT

4.3.4 Bloque motor

Bloque motor.

Este bloque representa un motor de encendido por compresión desde la admisión hasta el escape, integrando los principales parámetros termodinámicos de rendimiento. Como recordatorio, este bloque implementa los cálculos de flujo de combustible, a partir de las entradas de la masa de combustible inyectada, el ángulo de inyección y la presión de la rampa. El flujo másico de aire, se calcula mediante un modelo de speed-density, que usa como variables de entrada la presión en el colector de admisión, la temperatura del aire y la velocidad de giro del motor, incluyendo la recirculación de gases de escape. Otro cálculo esencial es la relación aire combustible, esencial para evaluar la combustión, el par motor y la eficiencia global.

Mediante el submodelo torque structure, incorpora mapas de presión media indicada (IMEP), pérdidas por fricción y bombeo, así como la dependencia respecto a la presión de admisión, la presión de escape y la temperatura.

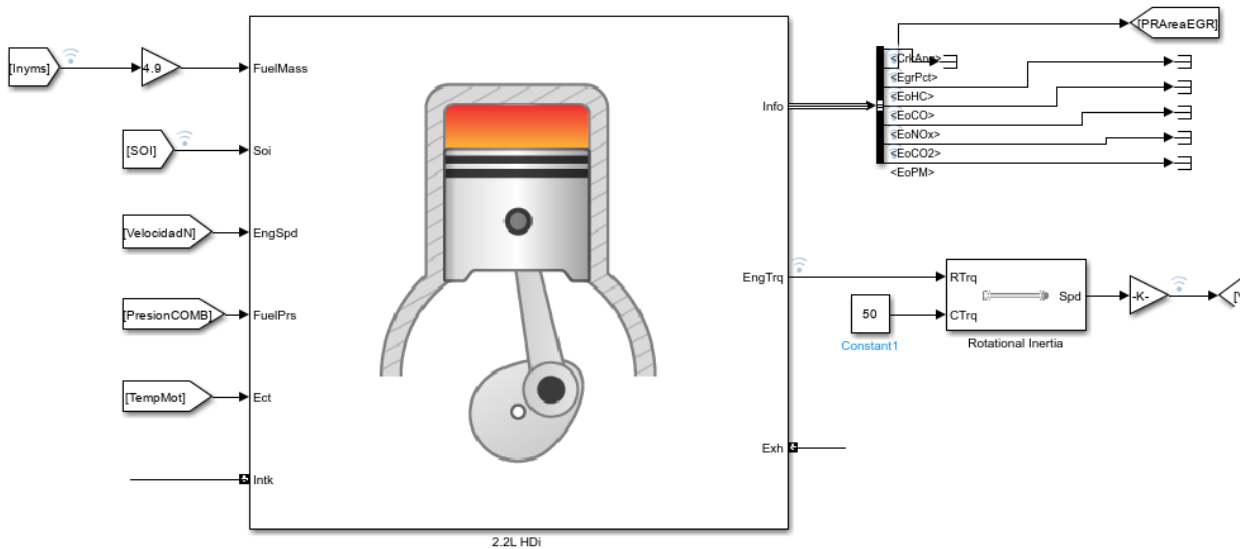


Figura 98: Bloque motor con las entradas y salidas

En la configuración se ha definido los parámetros del motor 2.2 HDi entre los que se destaca la geometría básica, de un motor 4 cilindros, con un volumen desplazado total de 2.2 L y dos vueltas de cigüeñal por ciclo, para un motor de 4 tiempos, en donde inicialmente las condiciones de referencia son la presión atmosférica y la temperatura del aire a 20 grados. El modelo de eficiencia se ha tabulado en función de la presión del colector de admisión y el régimen del motor.

Se ha implementado la estructura de par, que se basa en mapas de presión media efectiva, presión de rail de combustible, presión y temperatura en colectores y eficiencia de la inyección, Estos mapas constituyen la base del cálculo del par efectivo en cada condición de operación.

Las variables de salida incluyen el par motor entregado, información del ciclo de combustión y condiciones de los gases de escape, que alimentan al subsistema del turbocompresor.

Block Parameters: 2.2L HDI

- Brake torque, using either the torque structure or simple torque model
- Fuel flow
- Air mass flow, including exhaust gas recirculation (EGR), using a speed-density model
- Air-fuel ratio (AFR)
- Exhaust temperature and exhaust mass flow rate

Block Options

Torque model: Torque Structure

Parameters

Air Torque Exhaust Fuel

Number of cylinders, NCyl []: 4

Air standard temperature, Tstd [K]: 293.15

Crank revolutions per power stroke, Cps []: 2

Total displaced volume, Vd [m^3]: 0.0022

Ideal gas constant air, Rair [J/(kg*K)]: 287.05

Air standard pressure, Pstd [Pa]: 101325

► Speed-density volumetric efficiency

OK Cancel Help Apply

Figura 99: Parámetros del bloque motor, aire

[illegible]

Figura 100: Parámetros del bloque motor, torque

4. Construcción, Modelado y Control del Motor

Block Parameters: 2.2L HDI

Torque model: **Torque Structure**

Parameters

Air Torque Exhaust Fuel

▼ Temperature

Optimal exhaust manifold gas temperature, f_tqs_exht [K]:

Main start of injection timing exhaust temperature efficiency multiplier, f_tqs_exht_mainsoff [-]:

Intake manifold gas pressure exhaust temperature efficiency multiplier, f_tqs_exht_map_eff [-]:

Intake manifold gas temperature exhaust temperature efficiency multiplier, f_tqs_exht_mat_eff [-]:

Intake manifold gas oxygen exhaust temperature efficiency multiplier, f_tqs_exht_o2pct_eff [-]:

Fuel rail pressure exhaust temperature efficiency multiplier, f_tqs_exht_fuelpress_eff [-]:

Post-injection cylinder wall heat loss transfer coefficient, f_tqs_exht_post_inj_wall_htc [W/K]:

▼ Emissions

☒ CO2	☒ CO	☒ NOx
☒ HC	☒ PM	

CO2 mass fraction table, f_CO2_frac [:]

CO mass fraction table, f_CO_frac [:]

HC mass fraction table, f_HC_frac [:]

NOx mass fraction table, f_NOx_frac [:]

PM mass fraction table, f_PM_frac [:]

Engine speed breakpoints, f_exhfrac_n_bpt [rpm]:

Engine torque breakpoints, f_exhfrac_trq_bpt [Nm]:

Figura 101: Parámetros del bloque motor, Escape

Block Parameters: 2.2L HDi

Torque model: Torque Structure

Parameters

Air Torque Exhaust Fuel

Stoichiometric air fuel ratio, afr_stoich []: 14.6

Fuel lower heating value, fuel_lhv [J/kg]: 42e6

Fuel specific gravity, fuel_sg []: 0.832

OK Cancel Help Apply

Figura 102: Parámetros del bloque motor, Combustible

Este bloque se ha usado debido a la capacidad de reducir tiempos de simulación, ya que permite iteraciones rápidas en el diseño de estrategias de control y calibración, así como fenómenos relevantes de manera suficientemente precisa para análisis de sobrealimentación, EGR y emisiones.

4.3.5 Sistema de escape, Turbina y recirculación de gases

Colector de escape.

El colector de escape es el primer sistema en recibir los gases de la combustión, en donde para cada colector tenemos entre 30 y 40 mm de diámetro interno, mientras que la longitud de esta ronda los 25 cm hasta la turbina, por lo que el volumen de control de un colector es:

$$V = \pi * r^2 * L$$

$$0.0000007378 \text{ m}^3 = \pi * 0.0003065^2 * 0.25$$

Ecuación 13: Volumen de un cilindro

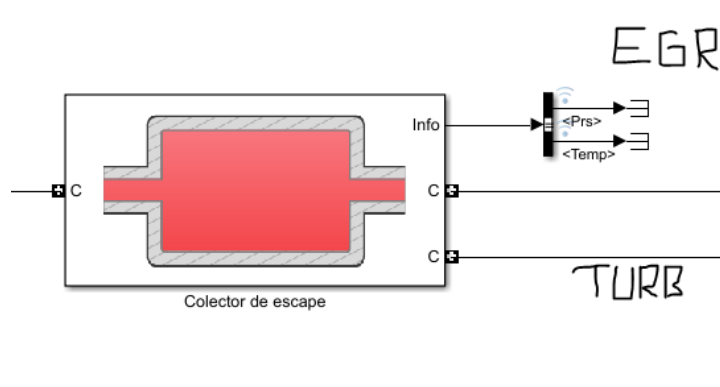


Figura 103: Colector de escape

Sistema de recirculación de gases (EGR).

Desde el colector de escape se recirculan cierto porcentaje de gases, controlados por una válvula de recirculación de gases que a su vez varía el área de apertura, según el controlador general decida, en función de la inyección de combustible y de la cantidad de aire necesario en el motor. Este sistema se acompaña con intercambiador aire/agua, el cual usa la temperatura del agua del motor (83° C), para disminuir la temperatura de los gases procedentes de colector, y se vuelven a introducir de al bloque motor en el volumen de control anterior a los Tubos H y T de forma que estos gases inertes ocupen cierto porcentaje en el balance másico y disminuye la temperatura de la combustión, así como la formación de gases NOx.

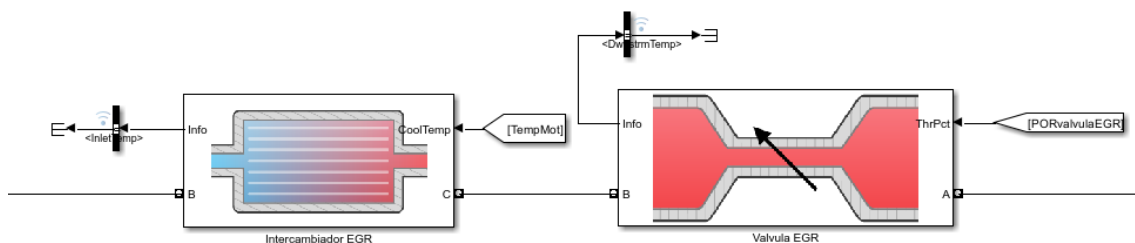


Figura 104: Sistema de recirculación de gases

La válvula EGR se ha concebido como una restricción, más, esta se controla mediante la ECU. A través de una señal PORválvulaEGR, la cual abre o cierra en grados desde 0° a 90° (cerrada completamente o abierta completamente) y a su vez varía el coeficiente de descarga (Cd) entre completamente restrictivo (0) o cercano al 0.75 el cual deja pasar gran parte del flujo másico de gases recirculados. El diámetro de la válvula es de 12 mm, esta válvula es relativamente pequeña para que el caudal de gases recirculados sea entre un 10% al 30% del total del aire admitido, por lo que está diseñada para que con la presión diferencia de colector de escape y admisión se pueda alcanzar dicho caudal.

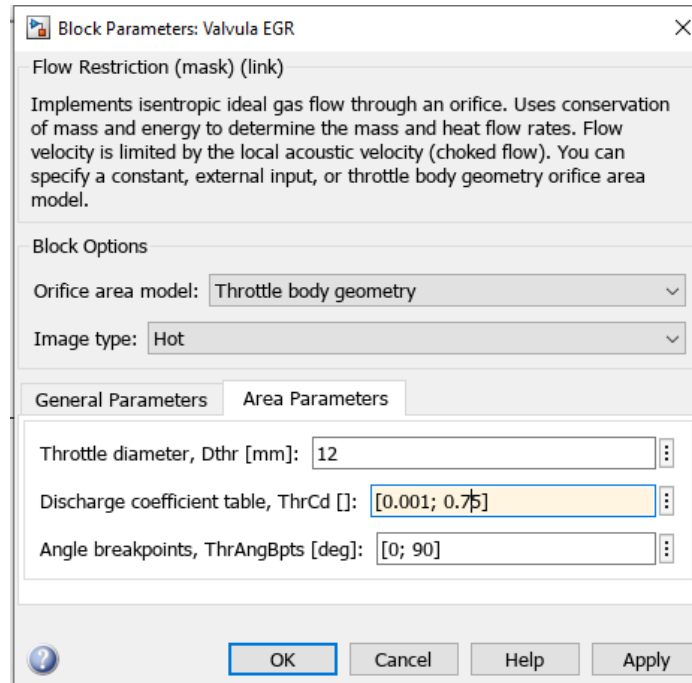


Figura 105: Parámetros de la válvula EGR

Con respecto al sistema de enfriamiento de gases, el coeficiente de descarga asociado al intercambiador aire/agua de la recirculación de gases de escape se encuentra habitualmente en el rango de 0.6 a 0.8. Este valor refleja la mayor pérdida de carga que introduce el enfriador de EGR en comparación con otros elementos del sistema de admisión, consecuencia de su configuración interna a base de canales estrechos y aletas destinadas a maximizar el intercambio térmico.

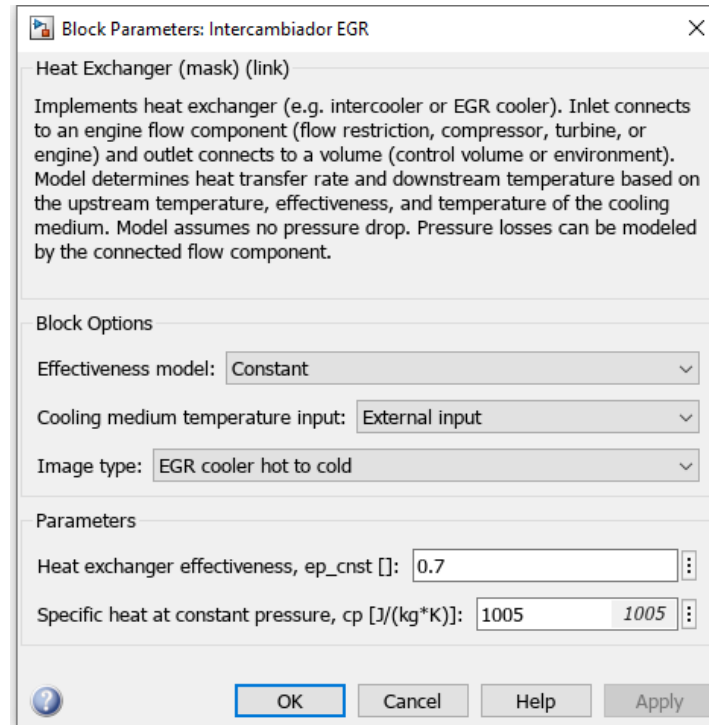


Figura 106: Parámetros de la válvula EGR

Dicho coeficiente debe tenerse en cuenta en los modelos de simulación para reproducir fielmente la caída de presión en el sistema de recirculación. El agua del motor se introduce de manera externa como variable, en caso de que se necesite probar con distintas temperaturas de trabajo.

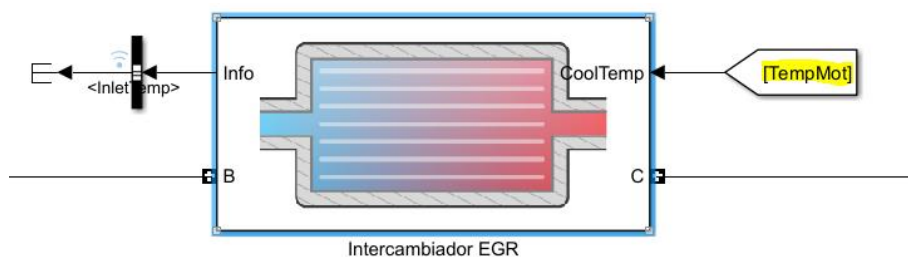


Figura 107: Entrada de temperatura de motor

Turbina.

La turbina del sistema de sobrealimentación es el elemento encargado de extraer la energía de los gases de escape para accionar el compresor mediante el eje común. En el proyecto se modela una turbina de geometría variable, por lo que su caracterización requiere no solo un mapa convencional de flujo frente a la presión y velocidad, sino también la dependencia de la posición de la cremallera, que modifica el ángulo de las aletas del estator y, por tanto, las características y rendimiento de la turbina.

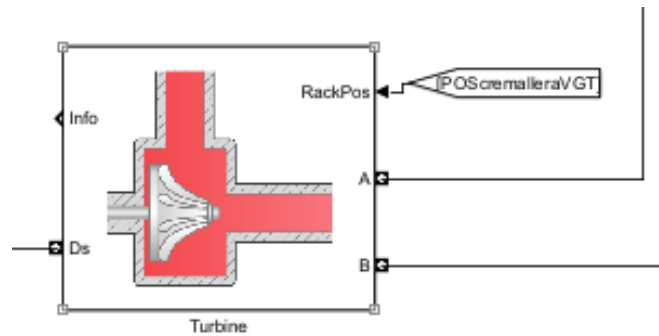


Figura 108: Bloque de turbina con el sistema de control de la cremallera

En Simulink se han introducido mapas tabulados (Véase anexo III) que describen, en función de tres variables independientes, la masa corregida que puede atravesar la turbina y la eficiencia obtenida.

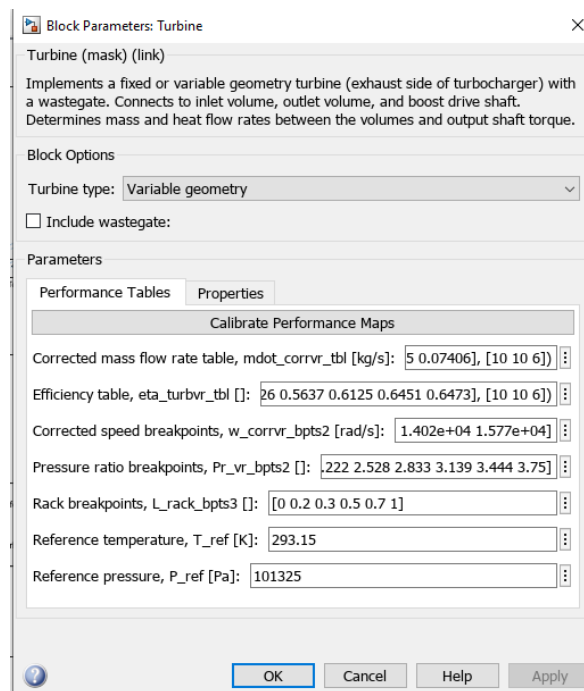


Figura 109: Tablas de potencia de la turbina

-Inicialmente la tabla de “corrected mass Flow rate”, se encarga de especificar el flujo máximo estable de gases que atraviesa la turbina para cada combinación de velocidad corregida del eje de la turbina, relación de presión y posición de cremallera. La “corrección” de flujo incluye las dependencias de temperatura y presión de referencia, y permite comparar condiciones de operación en diferentes estados termodinámicos de forma consistente.

-La tabla de eficiencia adimensional de la turbina es aquella necesaria para obtener la fracción de energía cinética/entalpía de los gases que es convertida en potencia mecánica en el eje.

-La siguiente matriz se refiere a los vectores de puntos de velocidad corregida. Los cuales definen las filas o capas temporales del mapa en términos de velocidad de eje corregida.

-Se necesita una tabla de vectores en donde se sabe que la presión desvincula el giro de la turbina.

-Se necesitan puntos de ruptura de la variable de control de la VGT, en donde normalmente está normalizada entre abierta y cerrada.

Estas tablas son una representación discreta del mapa real y que su modificación es una forma válida de simular cambios de hardware o calibraciones de ECU. El problema es que, cualquier alteración debe considerarse con precaución, ya que aumentar la masa corregida en la tabla sin considerar límites mecánicos y térmicos puede conducir a sobre velocidad del turbo y por tanto que la turbina y el motor trabajen fuera de límites de seguridad.

Wastegate.

La válvula wastegate es regulada por una tabla dinámica la cual tiene como entrada la velocidad del motor, y como salida el porcentaje de apertura de la wastegate, al igual que el sistema de control del tubo T, el uso obliga al modelo a dosificar la apertura de la válvula, conforme aumenta la potencia, el momento en que llega a la presión máxima de trabajo esta se abre por completo liberando energía hacia el escape para que no pase por la turbina.

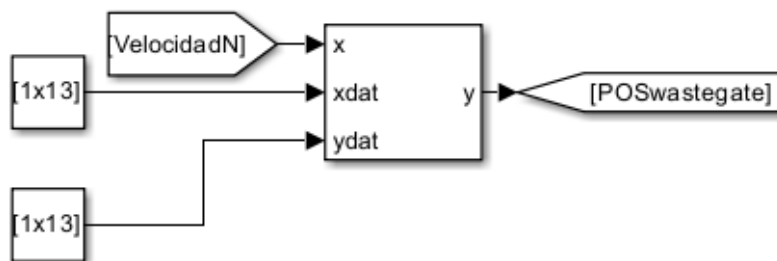


Figura 110: Sistema de accionamiento de la válvula Wastegate

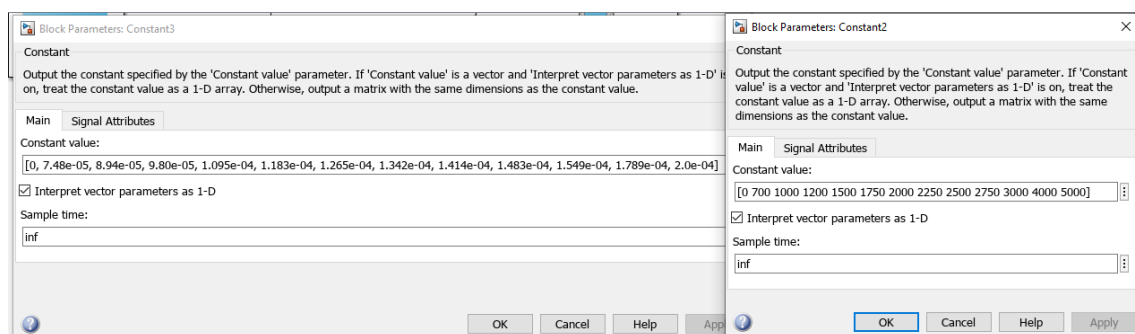


Figura 111: Constantes del sistema wastegate

Es necesario mencionar que la sección transversal de la wastegate es de 0.0002 m^2 de área máxima.

Sistema de escape.

El sistema de escape es la última serie de bloques por donde pasa nuevas señales de flujo de gases, este, es ciertamente similar a la admisión, puesto que también incluye un volumen de control, un bloque de restricción, el cual procede a representar las contrapresiones que ocurren en el interior del escape, las cuales succionan y empujan constantemente el gas a lo largo del tubo, y por último la salida de escape la cual expulsa los gases con algo más de presión que la ambiental y más temperatura (Se ha decidido optar por una constante a 100° grados, más esta temperatura es variable en función del esfuerzo del motor.)

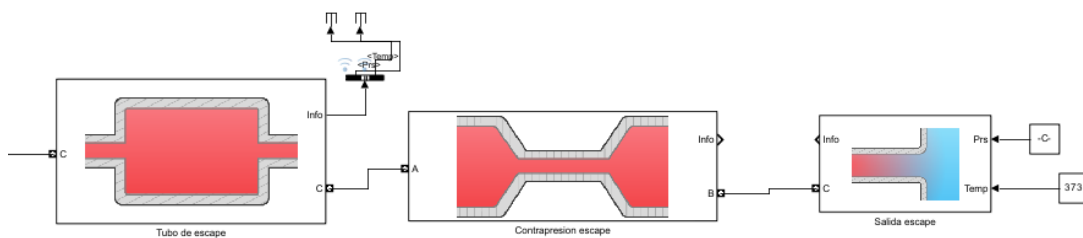


Figura 112: Sistema de escape

4.3.6 Configuración de ECU y control de señales

Sistema de control (ECU).

La ECU actúa como el cerebro electrónico del motor, encargada de recibir señales de sensores, procesar la información junto con mapas de calibración y enviar señales de control a actuadores, el objetivo de esta es cumplir con la demanda de par solicitada por el conductor, optimizando a la vez emisiones, consumo y protección del motor.

Se distinguen dos subsistemas principales de la ECU anteriormente ya mencionados, el control que calcula órdenes de actuación el lazo abierto a partir de la demanda de par y de la velocidad medida. Las salidas pueden ser VGT rack position o el porcentaje de la EGR. El estimador es el subsistema que calcula variables internas no medidas directamente, tales como el par estimado, flujo de aire o temperatura de gases. Estas estimaciones ajustan durante condiciones cambiantes.

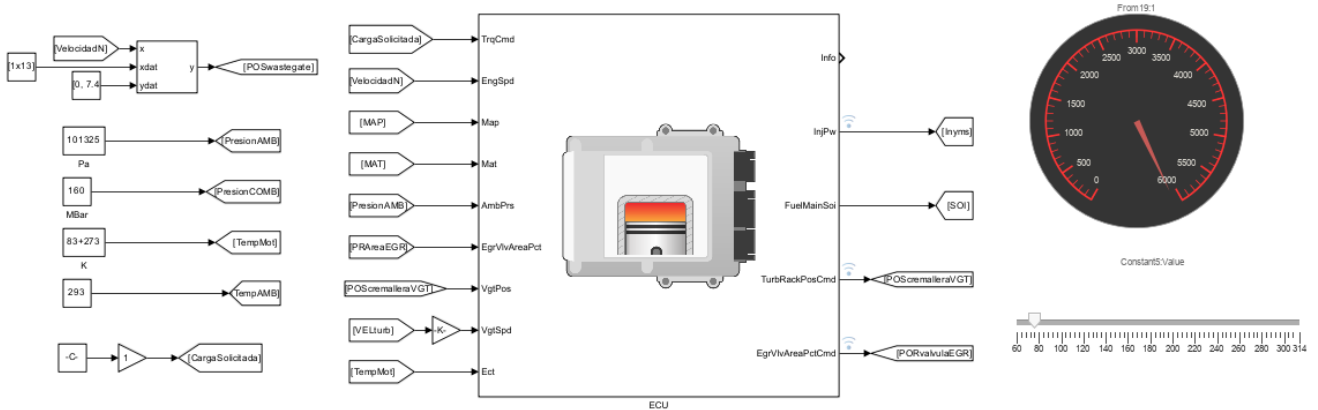


Figura 113: Sistemas de control del modelo

El control de la EGR se define mediante dos tablas, una de par y de velocidad, en donde la salida es el porcentaje de apertura de la válvula, reduciendo así las emisiones de NOx al recircular gases de escape.

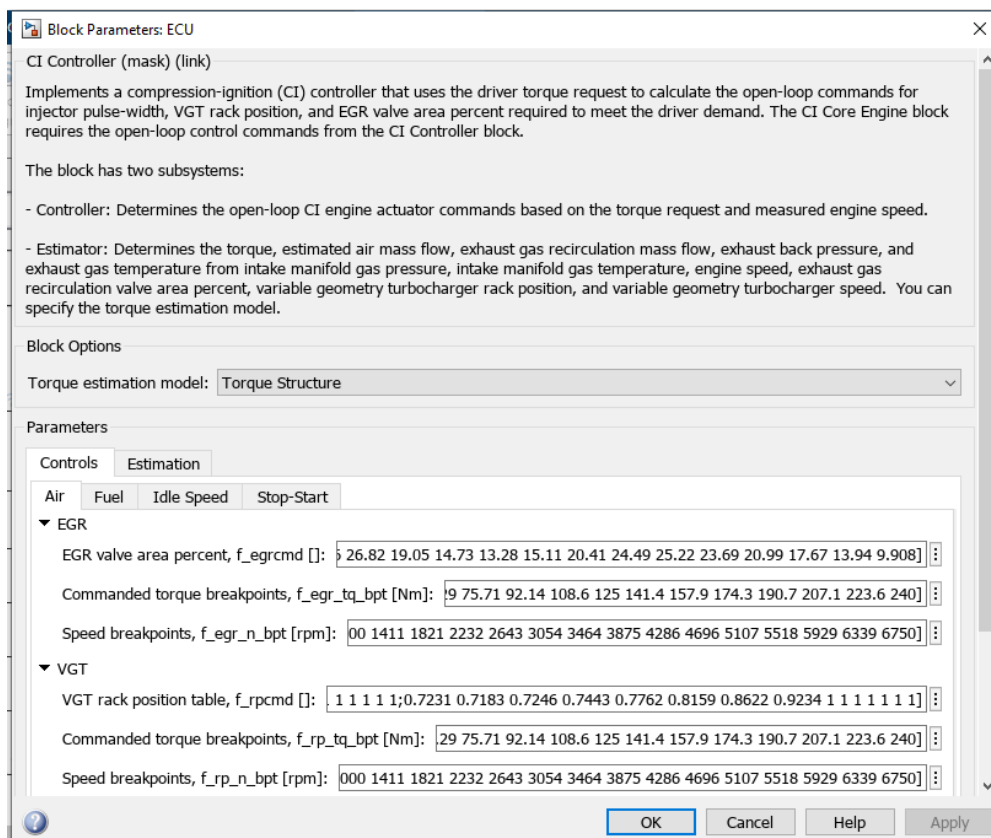
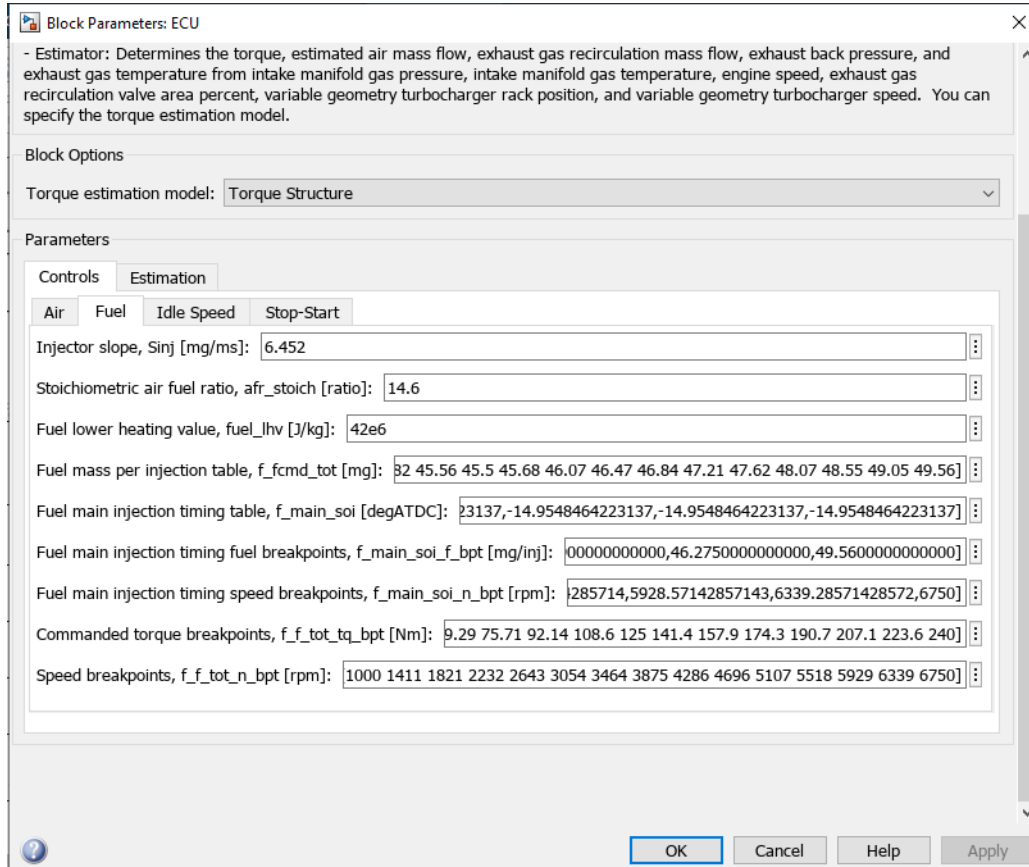


Figura 114: Parámetros ECU de la EGR y el VGT

Al igual que el control de EGR, el sistema se gobierna mediante tablas de par y velocidad, así se permite mantener la presión de sobrealimentación adecuada en todo el rango de rpm, reduciendo el turbo lag.

En el apartado de la inyección, se define la linealidad caudal vs. tiempo de apertura, en miligramos/milisegundos, así como la relación de aire estequiometría la cual es 14,6 kg de aire por cada uno de combustible. Por último, se configura el avance por la carga y velocidad del motor.



Block Parameters: ECU

- Estimator: Determines the torque, estimated air mass flow, exhaust gas recirculation mass flow, exhaust back pressure, and exhaust gas temperature from intake manifold gas pressure, intake manifold gas temperature, engine speed, exhaust gas recirculation valve area percent, variable geometry turbocharger rack position, and variable geometry turbocharger speed. You can specify the torque estimation model.

Block Options

Torque estimation model: **Torque Structure**

Parameters

Controls **Estimation**

Air **Fuel** **Idle Speed** **Stop-Start**

Injector slope, S_{inj} [mg/ms]: 6.452

Stoichiometric air fuel ratio, afr_{stoich} [ratio]: 14.6

Fuel lower heating value, $fuel_{lhv}$ [J/kg]: 42e6

Fuel mass per injection table, f_{fcmd_tot} [mg]: 82 45.56 45.5 45.68 46.07 46.47 46.84 47.21 47.62 48.07 48.55 49.05 49.56

Fuel main injection timing table, f_{main_soi} [degATDC]: 23137, -14.9548464223137, -14.9548464223137, -14.9548464223137

Fuel main injection timing fuel breakpoints, $f_{main_soi_f_bpt}$ [mg/inj]: 00000000000, 46.2750000000000, 49.5600000000000

Fuel main injection timing speed breakpoints, $f_{main_soi_n_bpt}$ [rpm]: 285714, 5928.57142857143, 6339.28571428572, 6750

Commanded torque breakpoints, $f_{f_tot_tq_bpt}$ [Nm]: 9.29 75.71 92.14 108.6 125 141.4 157.9 174.3 190.7 207.1 223.6 240

Speed breakpoints, $f_{f_tot_n_bpt}$ [rpm]: 1000 1411 1821 2232 2643 3054 3464 3875 4286 4696 5107 5518 5929 6339 6750

OK Cancel Help Apply

Figura 115: Parámetros del sistema de inyección y combustible

Además, hay una sección de velocidades en donde se introduce los parámetros de velocidad a ralentí.

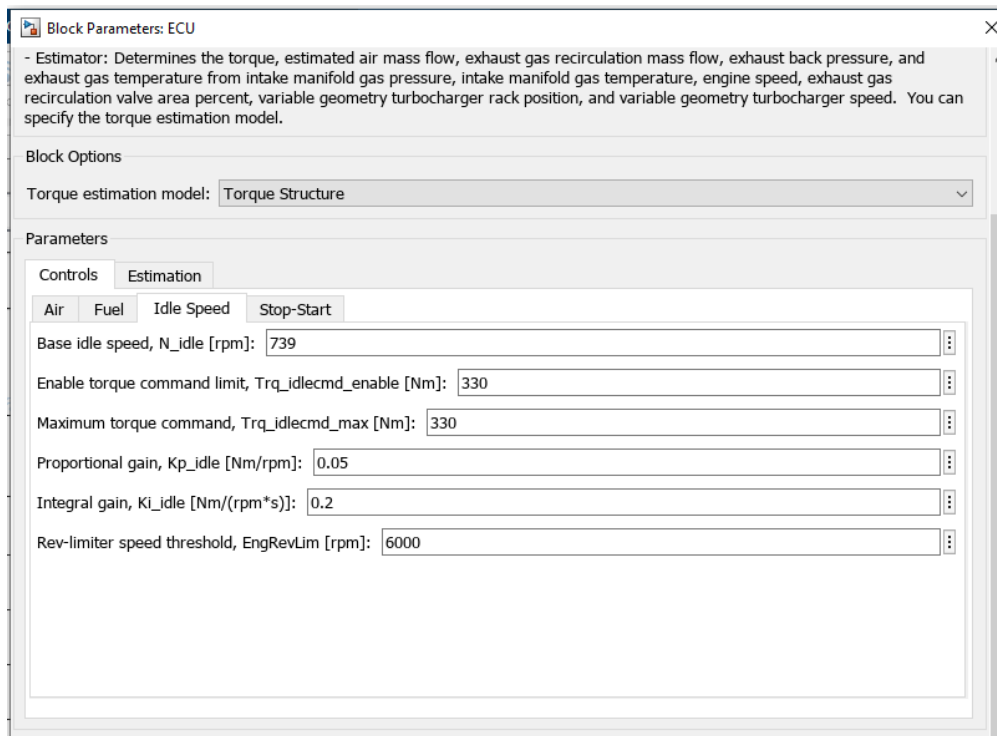


Figura 116: Parámetros de ralentí

Como funcionamiento general, el conductor solicita un par a través del acelerador, el sistema observa que se está solicitando un aumento o disminución de torque, conforme se presiona el acelerador la exigencia de torque cambia, la ECU consulta los mapas de calibración y estima la velocidad de inyección, avance de inyección y mezcla de aire combustible necesaria (AFR). Según rpm y carga, se ajusta simultáneamente la geometría del turbo y la válvula EGR, para mantener la relación aire combustible adecuada, y el par objetivo. Por último, el estimador recalcula variables críticas para alimentar los siguientes pasos de control.

Inyección.

La ECU calcula el tiempo de inyección (ms) mediante el sistema estimador interno, en adición, también estima el ángulo de avance de inyección de esta, pero deja al usuario la opción de introducir los miligramos por inyección que se deseen, con posibilidad de aumentar y disminuir, creando así varios mapas de trabajo.

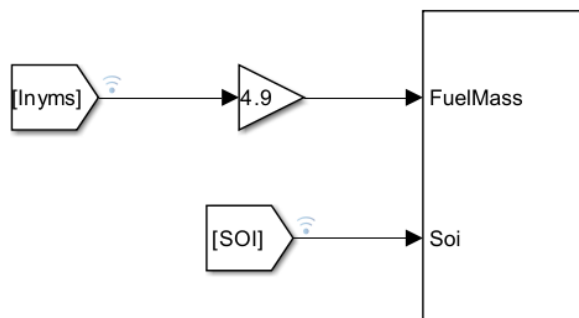


Figura 117: Inyección del modelo

Para desarrollar el máximo par necesario, se han calculado: 4.9 mg/iny.

Pérdidas y entrega de velocidad.

El bloque motor considera ciertas pérdidas mecánicas, pero el sistema original presenta falta de dinamismo y fluidez debido a que las señales de entrada no conciben fenómenos reales tales como pesos o inercias (un ejemplo puede ser que cuando se arranca un motor, este se opone al movimiento, en donde es necesario superar el torque, o la inercia de arranque, para arrancarlo). Para mejorar la respuesta dinámica se ha incorporado el bloque explicado anteriormente.

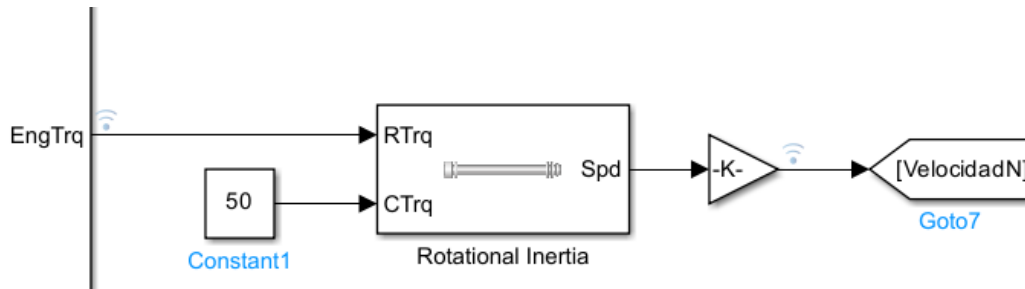


Figura 118: salida de señal de velocidad a través del torque generado y la inercia rotacional.

Esta inercia rotacional entrega la velocidad en radianes por segundo, por ello se ha usado un multiplicador $(60/2\pi)$ para cambiarla a revoluciones por minuto.

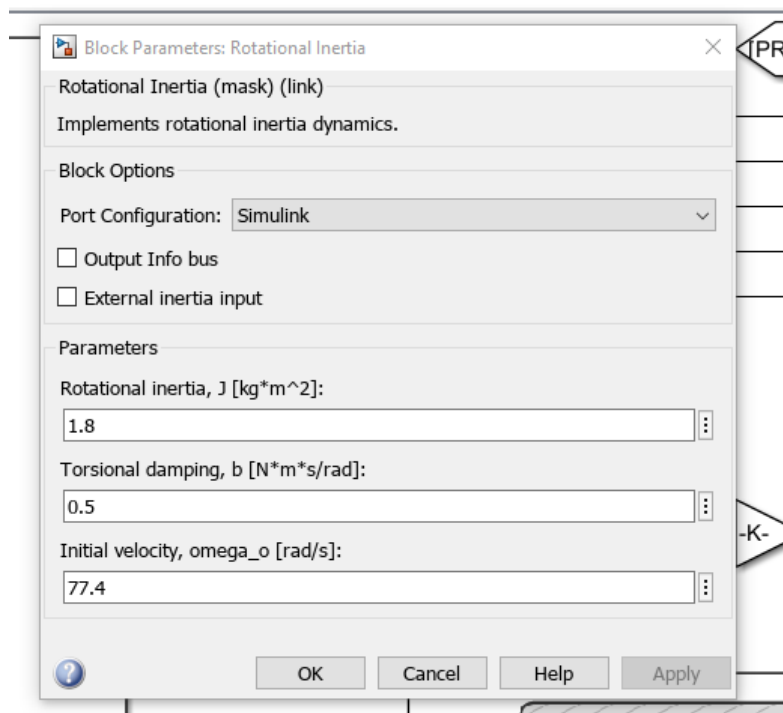


Figura 119: Configuración de inercias

Como aclaración, la velocidad inicial de 77,4 rad/s, son 739 rpm, para que a la hora de encender la simulación, el sistema entregue a la ECU y motor una señal válida y un régimen de funcionamiento correcto.

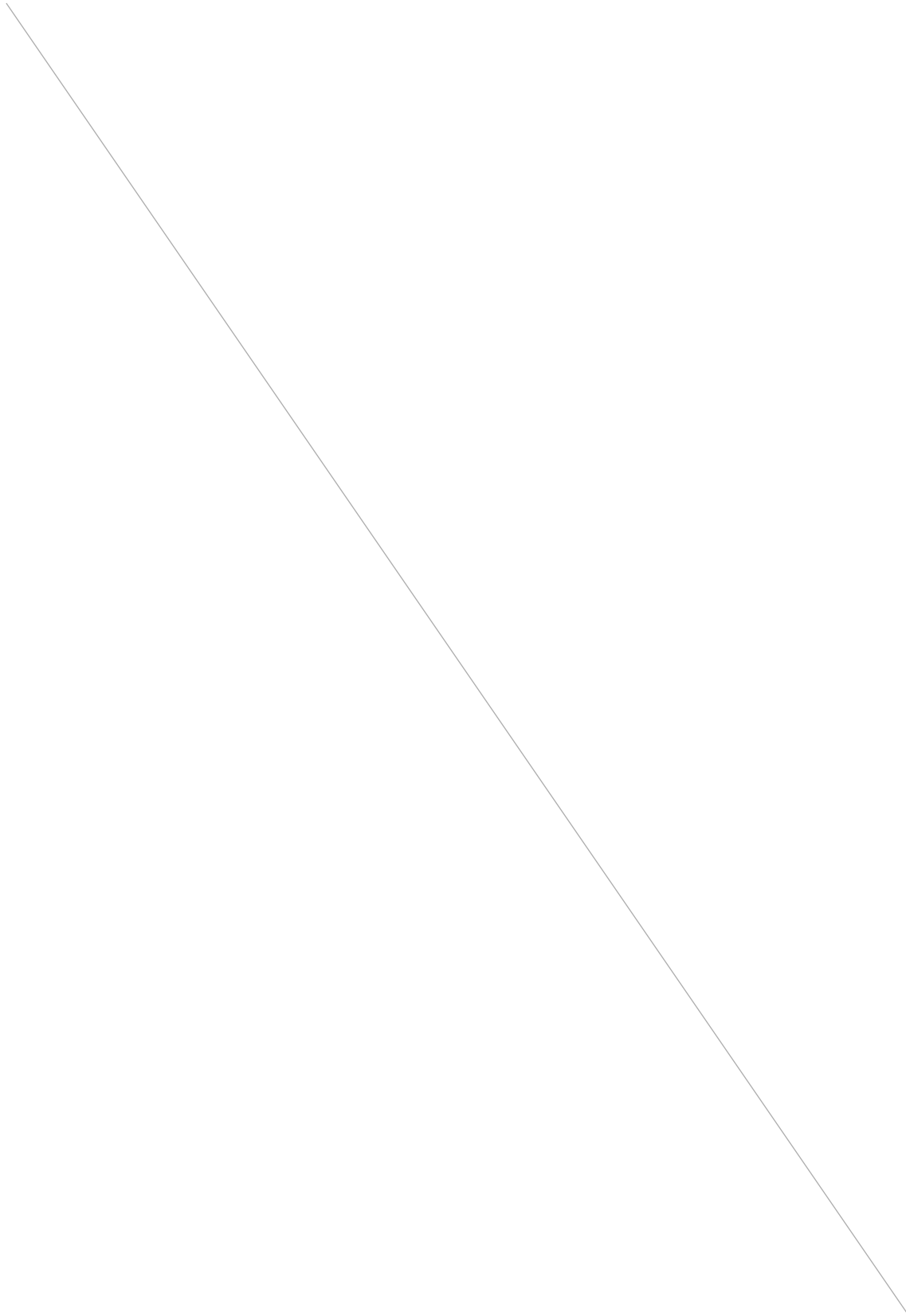


4.3.7 Resumen de funcionamiento.

Como punto de resumen en el proyecto, se ha creado un modelo dinámico de un motor de encendido por compresión, usando Simulink, integrando ecuaciones termodinámicas y de flujo de masa correspondientes a las distintas fases del ciclo de combustión. El modelo se construyó siguiendo el flujo real de aire desde la admisión hasta el escape, añadiendo sensores en los conductos, para monitorizar magnitudes críticas, así como parametrizar coeficientes de restricción o los mapas característicos de sistemas como la geometría variable del turbo, wastegate o sistemas de aspiración como el “tubo T”.

Por último, la gestión y control del motor se simula mediante una ECU virtual, que procesa las señales de sensores como presión y temperatura de admisión (MAP y MAT), velocidad del cigüeñal y carga solicitada, para calcular parámetros de inyección de combustible, avance de inyección apertura de EGR y geometría variable del turbo, manteniendo el par objetivo.

En conjunto, el modelo ofrece un entorno completo para evaluar el comportamiento del motor ante diferentes condiciones de carga y velocidad, permitiendo estudiar la interacción entre admisión, combustión, recirculación de gases sobrealimentación y control electrónico.





5. Análisis y resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos a partir de las simulaciones realizadas sobre el modelo del motor de encendido por compresión implementado en el entorno de simulación. El objetivo principal de los ensayos es analizar el comportamiento del sistema de control electrónico del motor, evaluando la respuesta de los actuadores y las variables principales del motor frente a distintas condiciones de carga y velocidad.

Los resultados contrastan la configuración definida en la etapa de modelado y parametrización (tablas de par, estrategias de inyección, control de la válvula EGR y geometría variable del turbocompresor) con el desempeño esperado en términos de entrega de par, potencia y emisiones.

Para estructurar la presentación de resultados, se ha seleccionado un conjunto de variables representativas del proceso de combustión y del control del motor:

Curvas de par en función del régimen de giro, que permite validar la coherencia del modelo frente a los valores nominales de diseño.

Evolución de la masa de inyección y el tiempo de apertura de inyectores, mostrando la relación entre demanda de par y la inyección.

Comportamiento de la EGR, expresado en términos de porcentaje de apertura en distintas condiciones de carga analizando su influencia sobre recirculación de gases.

Respuesta del turbocompresor, donde se observa las posiciones de los actuadores y la capacidad de mantener la presión de sobrealimentación deseada.

Variables de estado del motor, como presión y temperatura en colector de admisión y escape.

Emisiones.

Las simulaciones son de 30 segundos, y controladas por una slider el cual actúa como acelerador, solicitando el aumento o disminución torque.



5.1 Resultados de Síciclo

739 RPM

RESULTADOS					
Tiempo de Cálculo	12.25	s	Número ciclos calculados	6	
Pmax	129.3	bar	Ang. Pmax	1	°
Tmax	2520	K	AngTmax	1	°
Pmi	5.1	bar	Calor paredes	675	J
Mi	22.2	Nm	Rendimiento Indicado	11.8	%
Ni	1.7	Kw	Tpis	197	°C
M. Aire Cil y Ciclo	0.386	gr	Tcul	219	°C
M. Comb. Cil y Ciclo	52.9	mgr	Tcil	145	°C
Gasto Aire	17.1	Kg/h	Presión Cierre de admisión	1.00	bar
Gasto Comb.	2.3	Kg/h	Temp. Cierre admisión	93	°C
Residuales	3.95	%	Vol. Cierre de admisión	577	cc
M. escape por Cil y Ciclo	0.549	gr	Frac. Másica Aire EGR	0.0	%
Temp Escape	340	°C	Frac. Másica quem. EGR	100.0	%
Error balance Másico	5.982	%	Error Balance Energía	-1.377	%
Rendimiento Volumétrico	95.5	%	Angulo Cierre admisión	-178.0	°
Blowby	0.0	l/min	Angulo Apertura escape	180.0	°
EGR Real	32.6	%	KFQL	0.500	

Tabla 7: Resultado de Síciclo en 739rpm

Pmx	6.8918	Kw
	9.37022434	Cv
Mmx	88.9348	Nm

El punto de 739 rpm representa el régimen de baja velocidad o ralenti caracterizado por valores de presión y temperatura significativamente inferiores a los de plena carga. La presión máxima, es de 129.3 Bar, mientras que el rendimiento es excepcionalmente bajo, con un rendimiento indicado del 11.8%, lo cual es típico de la condición a baja carga donde las pérdida por bombeo y fricción son muy relevantes. También se observa una alta recirculación de gases, de entorno el 30%. Por último el par y potencia generados reflejan una operación de sustentación, no de generación de par útil.



2000 RPM

RESULTADOS					
Tiempo de Cálculo	6.30	s	Número ciclos calculados	4	
Pmax	259.0	bar	Ang. Pmax	1	°
Tmax	2758	K	AngTmax	1	°
Pmi	17.6	bar	Calor paredes	814	J
Mi	76.3	Nm	Rendimiento Indicado	31.5	%
Ni	16.0	Kw	Tpis	271	°C
M. Aire Cil y Ciclo	0.825	gr	Tcul	244	°C
M. Comb. Cil y Ciclo	67.8	mgr	Tcil	163	°C
Gasto Aire	99.0	Kg/h	Presión Cierre de admisión	1.80	bar
Gasto Comb.	8.1	Kg/h	Temp. Cierre admisión	89	°C
Residuales	2.95	%	Vol. Cierre de admisión	577	cc
M. escape por Cil y Ciclo	1.023	gr	Frac. Másica Aire EGR	0.0	%
Temp Escape	590	°C	Frac. Másica quem. EGR	100.0	%
Error balance Másico	1.466	%	Error Balance Energía	0.083	%
Rendimiento Volumétrico	95.1	%	Angulo Cierre admisión	-178.0	°
Blowby	0.0	l/min	Angulo Apertura escape	180.0	°
EGR Real	18.6	%	KFQL	0.833	

Tabla 8: Resultado de Síciclo en 2000 rpm

Pmx	63.934	kW
	86.9259007	C.V.
Mmx	305.2616	Nm

3000 RPM

RESULTADOS					
Tiempo de Cálculo	7.76	s	Número ciclos calculados	5	
Pmax	230.8	bar	Ang. Pmax	1	°
Tmax	2851	K	AngTmax	1	°
Pmi	16.7	bar	Calor paredes	619	J
Mi	72.4	Nm	Rendimiento Indicado	32.8	%
Ni	22.8	Kw	Tpis	301	°C
M. Aire Cil y Ciclo	0.750	gr	Tcul	266	°C
M. Comb. Cil y Ciclo	61.7	mgr	Tcil	179	°C
Gasto Aire	135.1	Kg/h	Presión Cierre de admisión	1.60	bar
Gasto Comb.	11.1	Kg/h	Temp. Cierre admisión	102	°C
Residuales	2.94	%	Vol. Cierre de admisión	577	cc
M. escape por Cil y Ciclo	0.880	gr	Frac. Másica Aire EGR	0.0	%
Temp Escape	707	°C	Frac. Másica quem. EGR	100.0	%
Error balance Másico	1.793	%	Error Balance Energía	-0.063	%
Rendimiento Volumétrico	94.0	%	Angulo Cierre admisión	-178.0	°



Blowby	0.0	l/min	Angulo Apertura escape	180.0	°
EGR Real	13.4	%	KFQL	0.833	

Tabla 9: Resultado de Sículo en 3000 rpm

Pmx	91.0252	kW
	123.759619	C.V.
Mmx	289.7416	Nm

Al aumentar el régimen el motor entra en su zona de operación eficiente, ese punto marca el par máximo, lo que indica una óptima utilización del aire y combustible en la cámara. El rendimiento indicado alcanza el 31.5% a 2000 rpm. A 3000 rpm, si bien el par máximo disminuye ligeramente a 289,74 Nm, el rendimiento sigue mejorando hasta su valor pico de 32,8%. Las presiones y temperaturas en el escape confirman la transferencia de energía necesaria para accionar el turbocompresor. En ambos regímenes se observa una significativa presurización a cierre de admisión, lo que refleja el funcionamiento del sistema de sobrealimentación.

4000 RPM

RESULTADOS					
Tiempo de Cálculo	8.38	s	Número ciclos calculados	5	
Pmax	194.6	bar	Ang. Pmax	1	°
Tmax	2861	K	Ang Tmax	1	°
Pmi	13.7	bar	Calor paredes	470	J
Mi	59.3	Nm	Rendimiento Indicado	32.2	%
Ni	24.8	Kw	Tpis	308	°C
M. Aire Cil y Ciclo	0.626	gr	Tcul	290	°C
M. Comb. Cil y Ciclo	51.5	mgr	Tcil	196	°C
Gasto Aire	150.2	Kg/h	Presión Cierre de admisión	1.40	bar
Gasto Comb.	12.4	Kg/h	Temp. Cierre admisión	117	°C
Residuales	3.69	%	Vol. Cierre de admisión	577	cc
M. escape por Cil y Ciclo	0.733	gr	Frac. Másica Aire EGR	0.0	%
Temp Escape	783	°C	Frac. Másica quem. EGR	100.0	%
Error balance Másico	1.975	%	Error Balance Energía	-0.145	%
Rendimiento Volumétrico	92.0	%	Angulo Cierre admisión	-178.0	°
Blowby	0.0	l/min	Angulo Apertura escape	180.0	°
EGR Real	14.3	%	KFQL	0.833	

Tabla 10: Resultado de Sículo en 4000 rpm

Pmx	99.3144	kW
	135.029776	C.V.
Mmx	237.0952	Nm

Por último, a 4000 RPM, el motor opera cerca de su potencia máxima, aunque con una clara penalización termodinámica y mecánica. La presión máxima cae significativamente, y en consecuencia también el par. Esta limitación se debe al control de la wastegate, y por ende a la menor eficiencia volumétrica y al aumento de las pérdidas de bombeo y fricción inherentes a la alta velocidad del motor. Si bien la temperatura máxima alcanza su valor más alto, el rendimiento indicado descende a 32,2% debido al aumento de las pérdidas irreversibles.

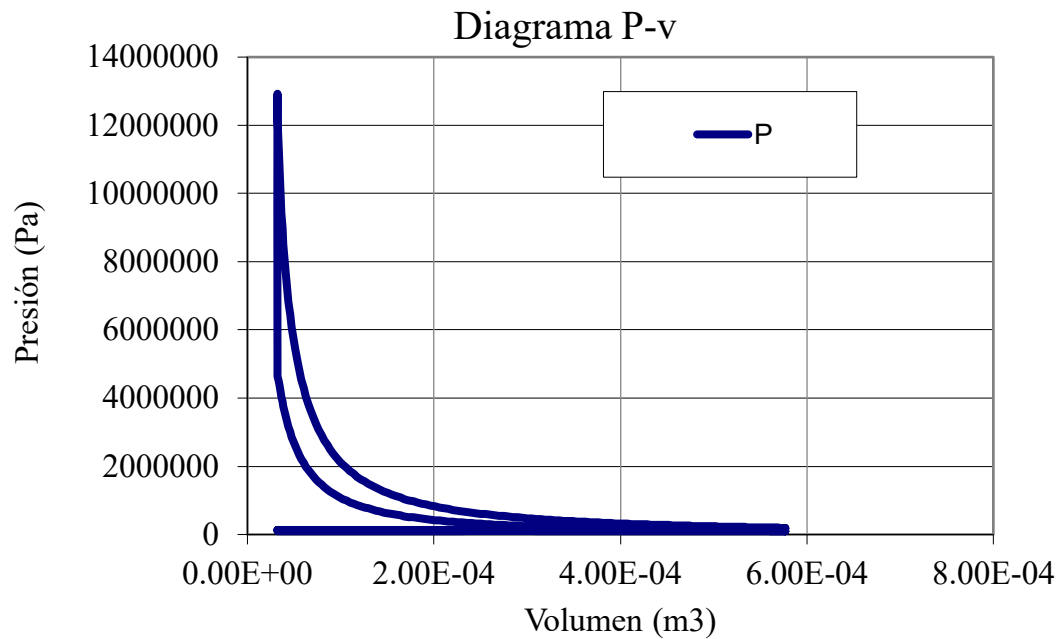


Figura 120: Gráfica PV del modelo

5.2 Resultados Simulink

Curvas de par del modelo a máxima carga

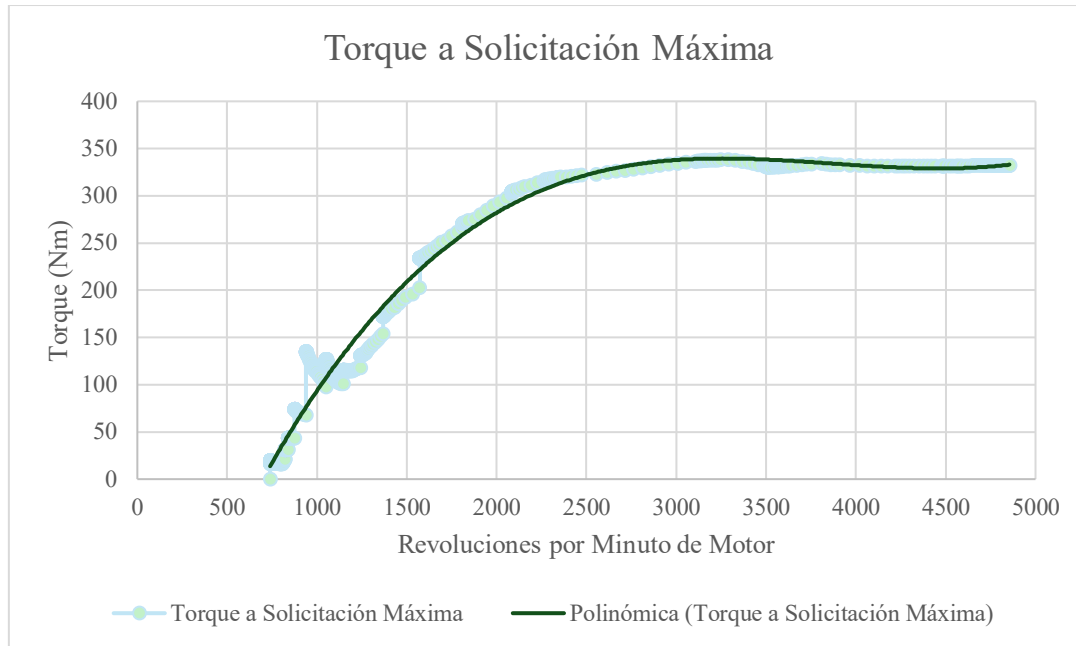


Figura 121: Torque a Solicitud Máxima.

Se puede observar en la figura 121 que a partir de las 2000 revoluciones por minuto la curva de par comienza a ser muy plana, debido a la regulación proporcionada por el sistema de Sobrealimentación, el cual cuando alcanza su valor máximo comienza a abrir la válvula Wastegate, manteniendo el torque de manera lineal hasta las 4000 rpm, a partir de ahí, la línea comienza a bajar, hasta el punto en el que a las 5000 rpm, el motor es incapaz de aumentar su régimen de giro debido a la carga solicitada, y se estanca en esas revoluciones.

Debido a la configuración del Compresor, el par máximo lo entrega cerca de las 3000 revoluciones por minuto, en vez de a las 2000 rpm. Esto significa que el turbo del modelo está operando y alcanzado la eficiencia máxima más tarde que los parámetros originales. En consecuencia, se puede decir que este modelo trabaja de manera eficiente un poco más alto de vueltas. Variando la eficiencia del turbo, se pueden adquirir valores de eficiencia cercanos 314 Nm de par y 2000 rpm.

El modelo entrega el par máximo: 338,1 Nm a 3246.7 rpm.

Tiempo de apertura de inyección a máxima carga

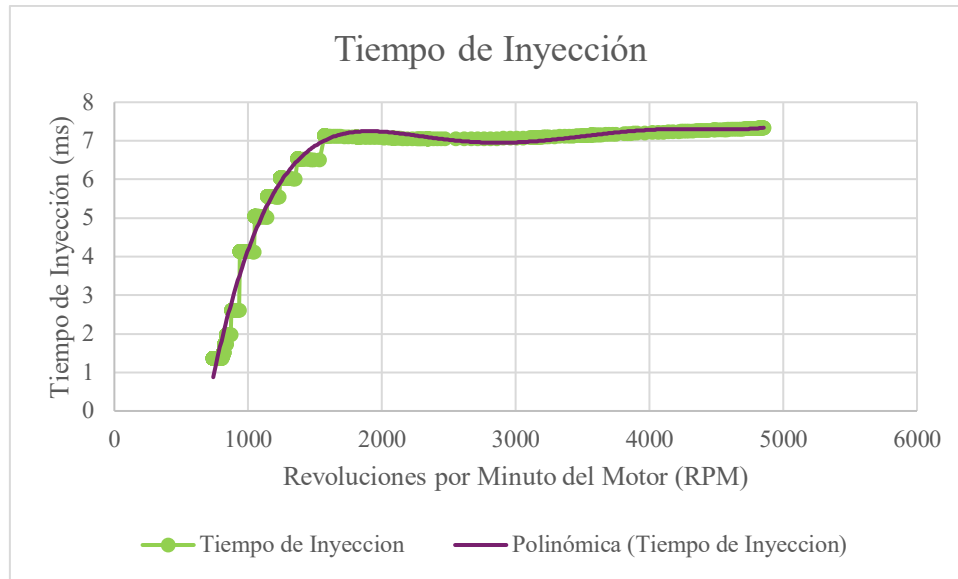


Figura 122: Tiempo de Inyección

El tiempo de inyección máximo ha sido de 7,314 ms.

A bajas RPM, el tiempo de inyección aumenta rápidamente, de 1 ms a 7 ms. A partir de 2000 rpm, se observa una estabilización de la curva, esto se debe a que en los motores diesel, el tiempo de inyección depende del caudal necesario para mantener la relación aire combustible. Nosotros hemos mantenido constante la inyección de combustible en 4.9 mg/iny. A partir de cierto régimen con presión de inyección muy alta (fijada a 160 Mbar), el tiempo de inyección es casi constante, aunque aumenten las rpm.

En la gráfica, hay una ligera bajada entre las 3000 rpm y 4000 rpm, esto se debe a que la ECU, reduce el caudal para proteger el motor y limitar emisiones. Es importante aclarar que el crecimiento inicial refleja la adaptación a bajas revoluciones. (Fig. 122)

Ángulo de avance de inyección durante simulación.

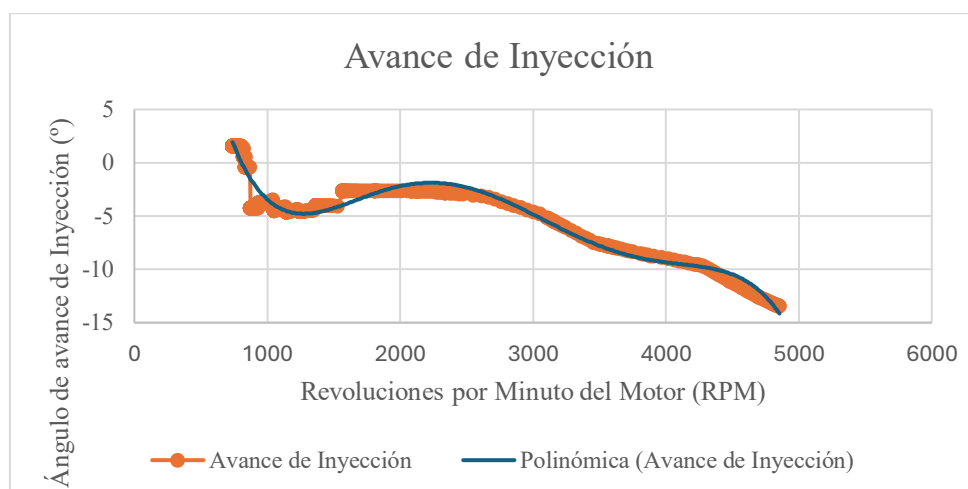


Figura 123: Avance de Inyección

A muy bajas RPM, el avance es positivo, esto se debe que el motor a estos regímenes no requiere de anticipación excesiva. A partir de las 1000 rpm, aparece un ligero retraso de la inyección, debido a ajustes realizados por la ECU para equilibrar eficiencia, emisiones ruido de combustión. Conforme se solicita par, el avance comienza a disminuir progresivamente, hasta llegar a valores entre -12° y -14° , debido a que el tiempo físico de combustión es casi constante, pero el cigüeñal gira mucho más rápido, la ECU adelanta el inicio de inyección con respecto al eje de referencia PMS. Se debe comprender que el avance de la inyección no es un sistema lineal como los antiguos sistemas de avance de inyección los cuales, conforme aumentaba el régimen, avanzaban la inyección, sino que, al tener control electrónico, se aplican mapas discretos de inyección en lugar de una curva suave.

Sistema EGR, apertura cierre y recirculación de esta.

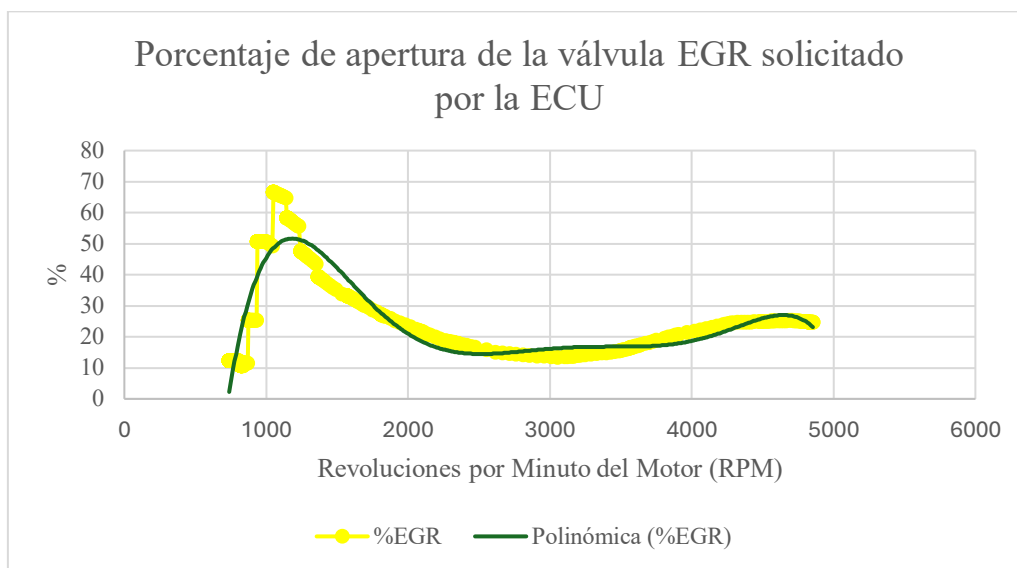


Figura 124: Porcentaje de apertura de la válvula EGR

Esta figura 124 representa cuanto se abre la válvula EGR, según lo que solicita la ECU, a lo largo del régimen de giro, esta gráfica presenta una relación no lineal, donde a bajas rpm, la apertura de la EGR es significativamente alta, por lo que significa, que está dejando recircular muchos gases procedentes del colector de escape, de nuevo a la admisión, bajando así lo niveles de NOx, y la temperatura. Conforme se entra a la zona de eficiencia, la EGR, disminuye la sección paulatinamente enviando menos flujo, aun así, se mantienen abierta, para que no se comprometa la eficiencia del motor

Por último, en nuestro modelo entrega un pico a partir de las 4000 rpm, ya que, en regímenes de RPM y carga, los gases de escape alcanzan temperaturas extremadamente elevadas, estos pueden comprometer la integridad de los componentes aguas abajo, particularmente la turbina del turbocompresor y el catalizador.

La ECU envía una pequeña cantidad de gases de EGR, que son enfriados por el intercambiador, y los introduce para diluir y enfriar la corriente principal de gases de escape, consiguiendo así una estrategia de refrigeración auxiliar.

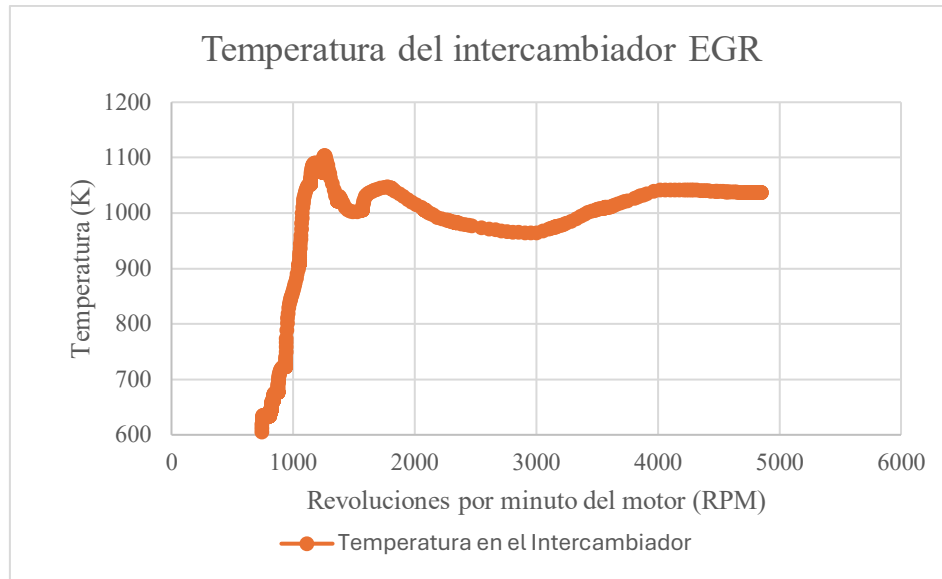


Figura 126: Temperatura del intercambiador EGR

La figura 126 muestra la evolución de la temperatura en el intercambiador en función del régimen de motor. La temperatura motor está especificada en 83° C. Se observa un pico inicial correspondiente a la fase transitoria en la que el sistema comienza a derivar gases de escape hacia el colector de admisión. Posteriormente esta temperatura descende y se estabilizan en valores comprendidos entre 600° C y 700° C, lo que refleja el equilibrio entre la elevada temperatura de los gases de escape y la capacidad de disipación. Este comportamiento explica el incremento de temperatura en el colector de admisión, por parte del sensor MAT.

Sobrealimentación, y sistemas de control

Presiones y temperaturas en el Compresor

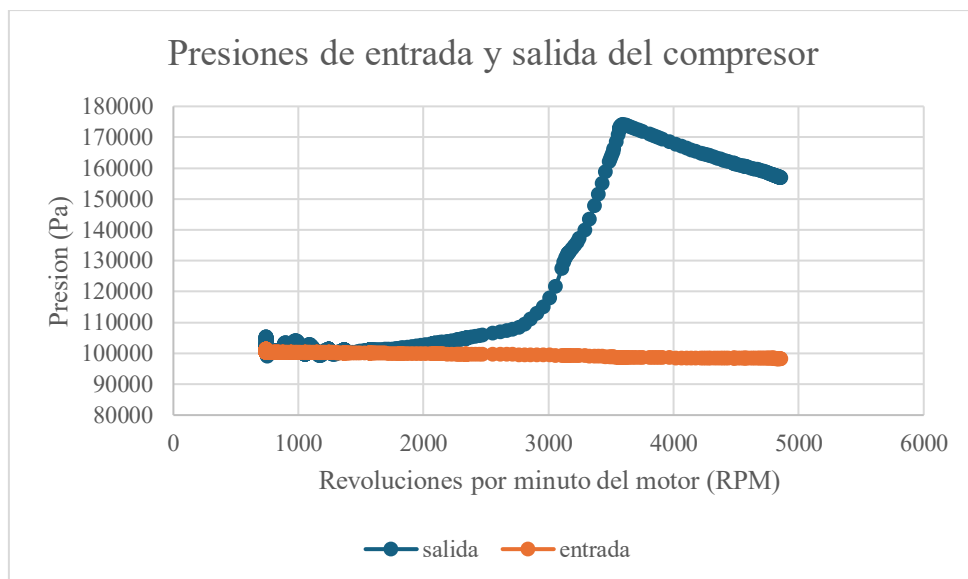


Figura 127: Presión de entrada y salida del compresor

Esta figura 127 es fundamental para comprender la funcionalidad de sobrealimentación, ya que detalla la presión de Boost proporcionada al motor. La presión de entrada es la atmosférica y se mantiene constante a lo largo de todo el régimen de giro. En contraste con la presión de salida muestra una dinámica crítica en tres fases: primero, se mantiene cerca de la atmosférica hasta las 2800 rpm debido al turbo lag; luego, experimenta un incremento exponencial y agresivo hasta un pico de 175000 Pa alrededor de las 3700 rpm indicando la activación plena y el máximo rendimiento del turbocompresor; y, finalmente, comienza a decaer progresivamente hasta las 5000 RPM. Esta caída controlada de la presión de Boost es la consecuencia directa de la apertura de la Wastegate.

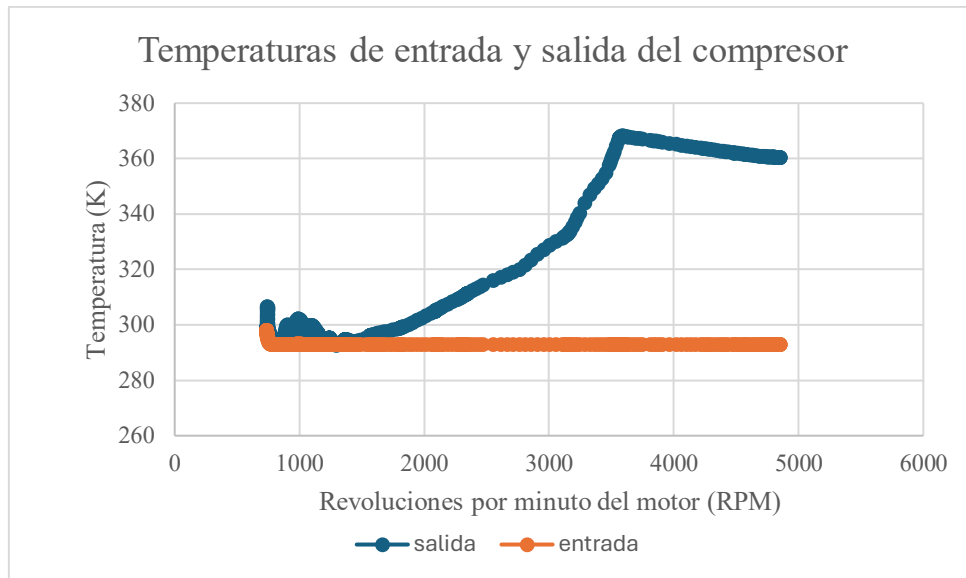


Figura 128: Temperaturas de entrada y salida del compresor

Presiones y temperaturas en la Turbina

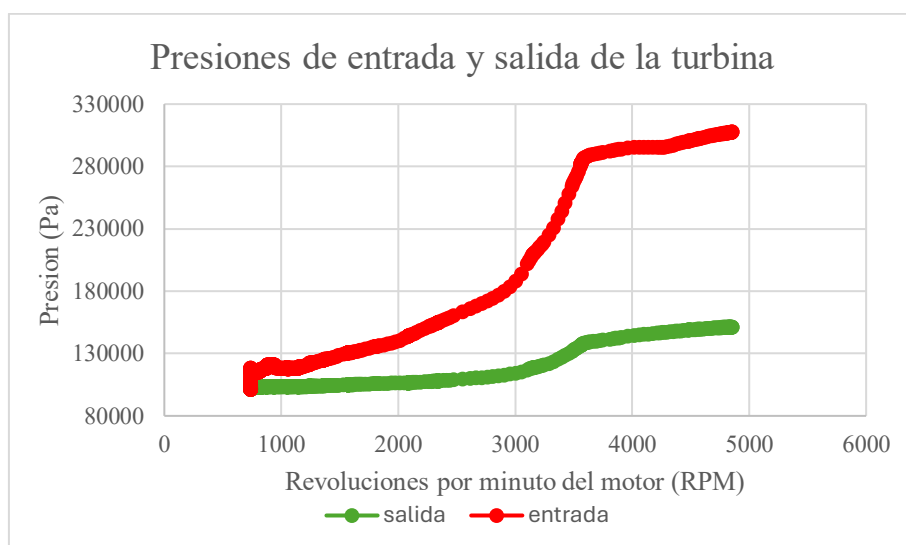


Figura 129: Presiones de entrada y salida de la turbina

La figura 128 ilustra la relación fundamental entre la dinámica del motor y el sistema de sobrealimentación, al representar la variación de las presiones de entrada y salida, Inicialmente a bajas rpm, se experimenta un incremento gradual y casi lineal, manteniendo el necesario gradiente de presión positivo que acciona la turbina. Posteriormente entre las 3000 rpm y 4000 rpm, se observa un incremento crítico y abrupto en la presión de entrada, un fenómeno característico de la entrada del motor en un régimen de alta carga o máxima eficiencia volumétrica, donde el mayor flujo másico de gases de escape provoca un rápido aumento en la contrapresión del escape. Finalmente, en el rango de altas rpm, ambas curvas tiende a la saturación y estabilización, lo que evidencia la acción del mecanismo de regulación de sobrealimentación, la wastegate.

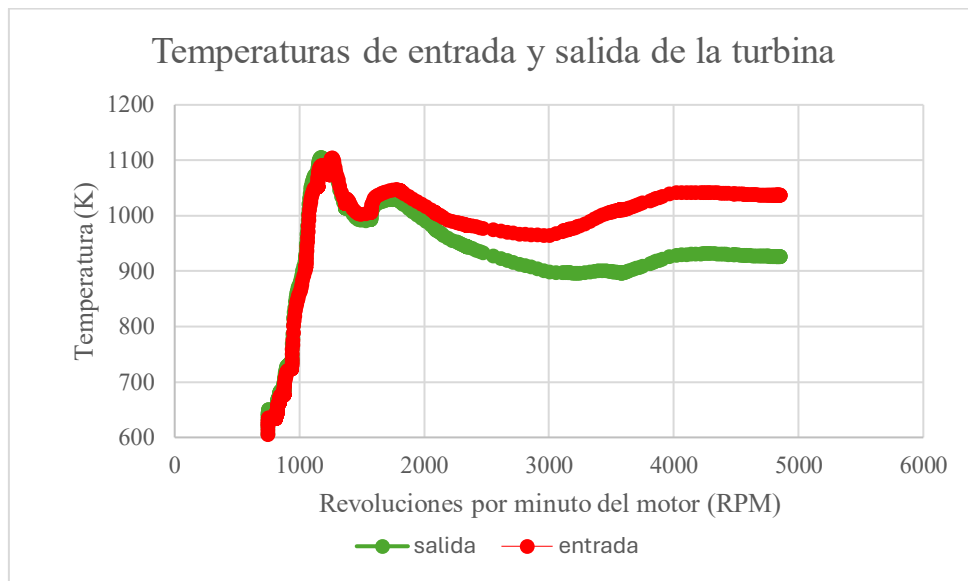


Figura 130: Temperaturas de entrada y salida de la turbina

Esta figura 130, complementa la evaluación de las presiones al ilustrar la transferencia de energía térmica en la máquina de expansión, representándola temperatura de entrada, procedente del colector de escape, y la temperatura de salida de la turbina. Inicialmente la temperatura experimenta un incremento muy rápido desde el ralentí hasta aproximadamente 1400 rpm, lo que refleja el aumento de la carga en regímenes transitorios. Este pico es inmediatamente seguido por una caída abrupta hasta los 2000 rpm, fenómeno que se asocia típicamente a la apertura de la válvula Wastegate. La diferencia de temperatura es el resultado directo de la expansión de los gases al ceder entalpía para producir el trabajo mecánico que impulsa el compresor, confirmando la función termodinámica de la turbina. El mantenimiento de ambas temperatura dentro de límites aceptables a altas rpm valida la gestión térmica del motor simulado.

Apertura de la válvula Wastegate

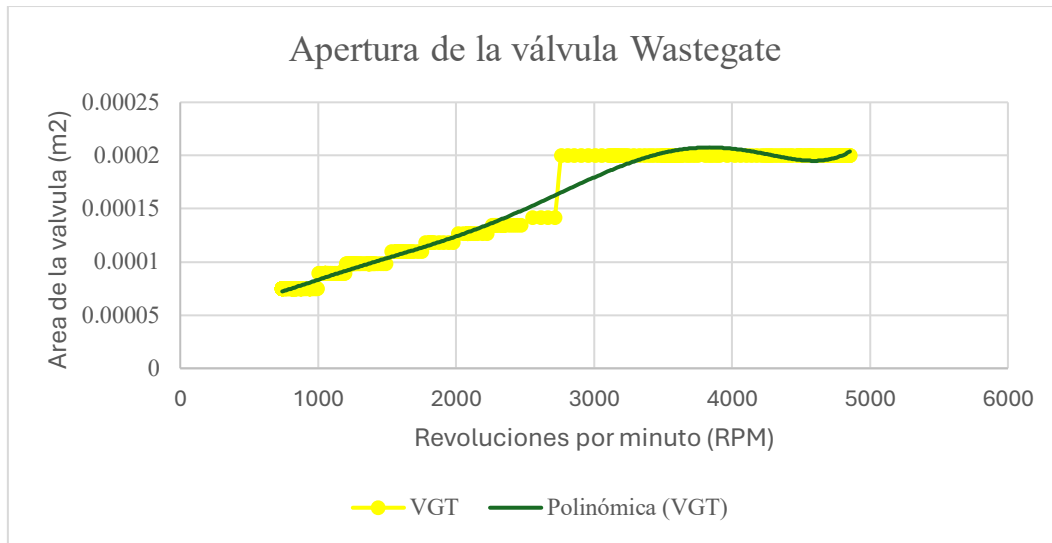


Figura 131: Apertura de la válvula Wastegate

El análisis de la apertura de la wastegate establece una conexión fundamental entre la estrategia de control del turbocompresor y la dinámica de presión y temperaturas previamente analizadas. Esta figura 131 muestra el área de la válvula. En el régimen inicial el área de la válvula, que representa la apertura de la wastegate, experimenta un incremento constante y gradual. Este aumento progresivo indica que el sistema de control está liberando lentamente la presión de los gases de escape a medida que aumentan las rpm para modular el rendimiento del compresor y asegurar una presión de sobrealimentación adecuada sin exceder los límites operativos. Alrededor de las 3000 rpm, la curva de apertura experimenta un cambio crucial: el área alcanza su valor máximo y se estabiliza. En esta meseta de apertura completa, confirma que la wastegate esa actuando en un modo de regulación de límite, desviando el máximo flujo de gases de escape posibles para evitar un aumento incontrolado de la presión de admisión y la consecuente sobrecarga térmica y mecánica del motor, lo cual explica la saturación de la presión de entrada de la turbina observada en la figura.

Variabilidad de la Cremallera del turbo VGT

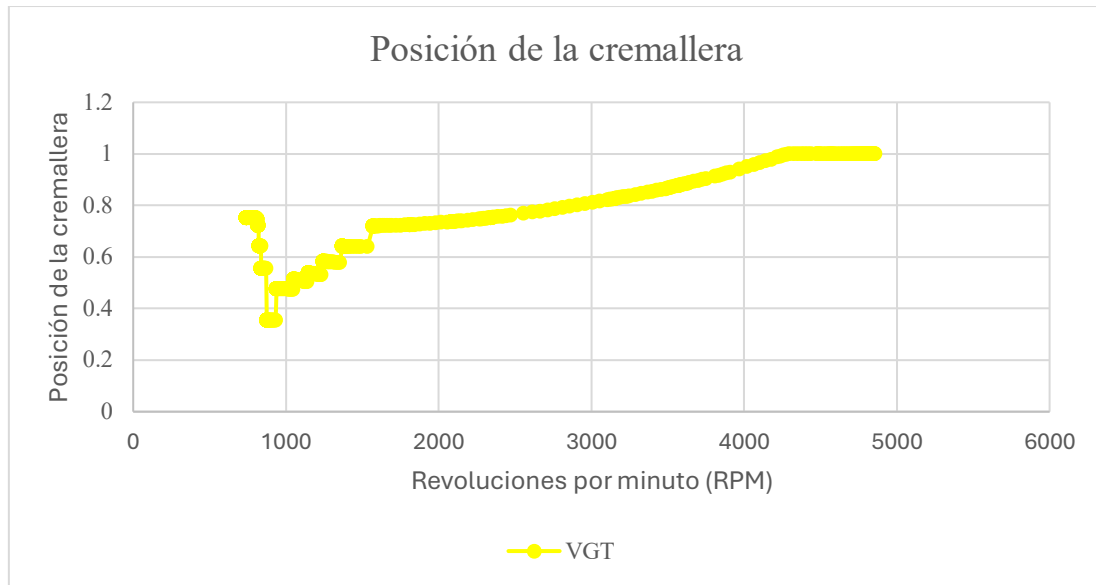


Figura 132: Posición de la cremallera VGT

La posición de la cremallera del turbo refleja el control de inyección de combustible, y por ende la demanda de par y potencia del motor diesel simulado. La gráfica de la figura 132 muestra la posición de la cremallera en función de las rpm, revelando un comportamiento de control: en el régimen de ralentí y baja velocidad, la curva exhibe una alta fluctuación, que indica el uso de un gobernador que actúa para estabilizar las rpm del motor. A medida que las revoluciones aumentan, la cremallera muestra un incremento constante y gradual, señalando que el sistema de control está aumentando progresivamente el suministro de combustible para satisfacer la creciente demanda de potencia. Finalmente, a partir de 4000 RPM, la cremallera alcanza un valor máximo y se estabiliza, por lo que ha llevado su límite de potencia máxima o a un límite de seguridad preestablecido.

Velocidad de giro del eje del Turbocompresor

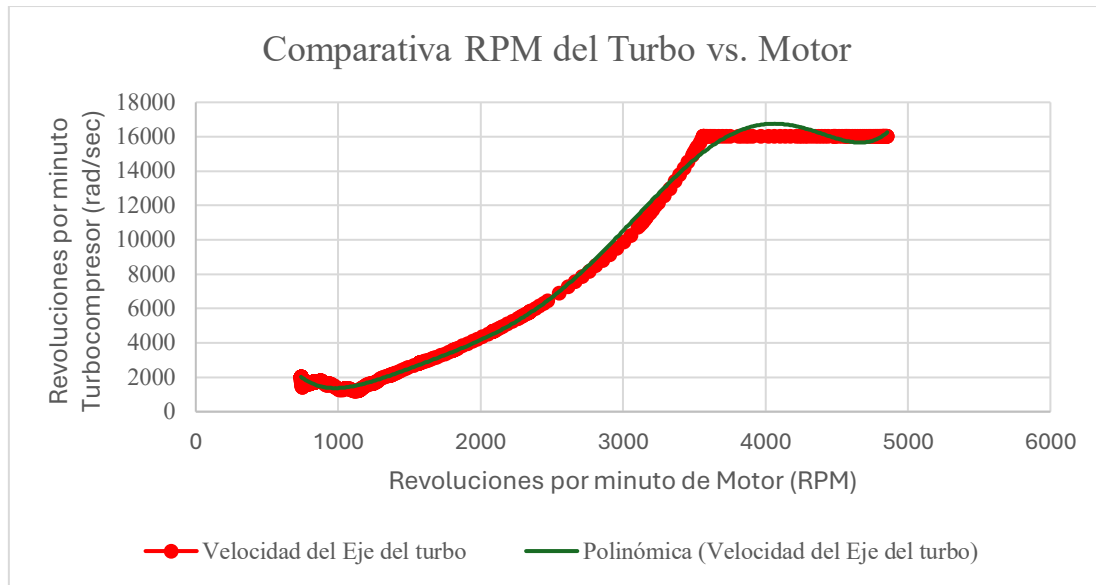


Figura 133: Comparativa RPM del turbo vs. Motor

La figura 133 muestra una relación de comportamiento directo donde, al aumentar la velocidad del motor, la turbina impulsada por un mayor flujo másico de gases de escape responde incrementando su propia velocidad. Desde el ralentí, hasta aproximadamente 3500 rpm, la velocidad del turbocompresor exhibe un crecimiento exponencial y casi lineal, pasando la efectividad del sistema de sobrealimentación en la conversión de la energía cinética y térmica de los gases de escape en trabajo mecánico, proporcionando el Boost de presión requerido por el motor. Alrededor de las 3500 rpm, la velocidad alcanza su máximo operacional (aproximadamente sobre las 16500 rad/seg) y, crucialmente, se estabiliza en una meseta hasta las 5000 rpm. Esta situación de velocidad, que se produce a pesar de continuo incremento de las rpm del motor, consecuencia directa de la apertura máxima de la válvula wastegate, según lo observado en la figura anterior. Dicha limitación es impuesta por el control electrónico del motor para proteger los cojinetes y el rotor del turbocompresor de fallas inducidas por el exceso de velocidad, manteniendo así el sistema dentro de los límites de diseño y garantizando la longevidad del componente

Temperaturas en el Sistema de Admisión

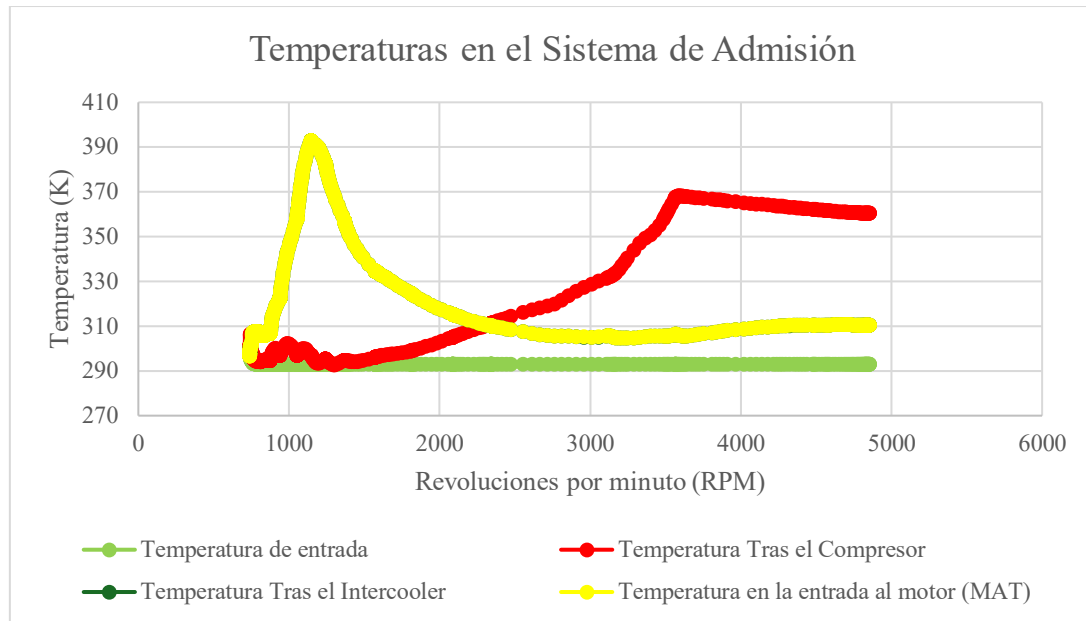


Figura 134: Temperaturas en el sistema de admisión

La figura 134 representa la evolución en el sistema de admisión en función del régimen del motor. La temperatura de entrada de aire se mantiene prácticamente constante, reflejando la condición de aire ambiente. Tras el compresor se observa un aumento progresivo de la temperatura, alcanzando valores cercanos a 370K, consecuencia de la compresión adiabática del aire. El intercooler reduce esta temperatura hasta valores próximos a los del ambiente, mejorando así la densidad del aire admitido. No obstante, la temperatura a la entrada del motor (MAT) presenta un pico significativo, explicado por la influencia de la recirculación de los gases de escape, que introduce gases calientes en el colector de admisión. Posteriormente la MAT se estabiliza en un rango intermedio entre la salida del compresor y la temperatura tras el intercooler.

Presión en el Sistema de Admisión

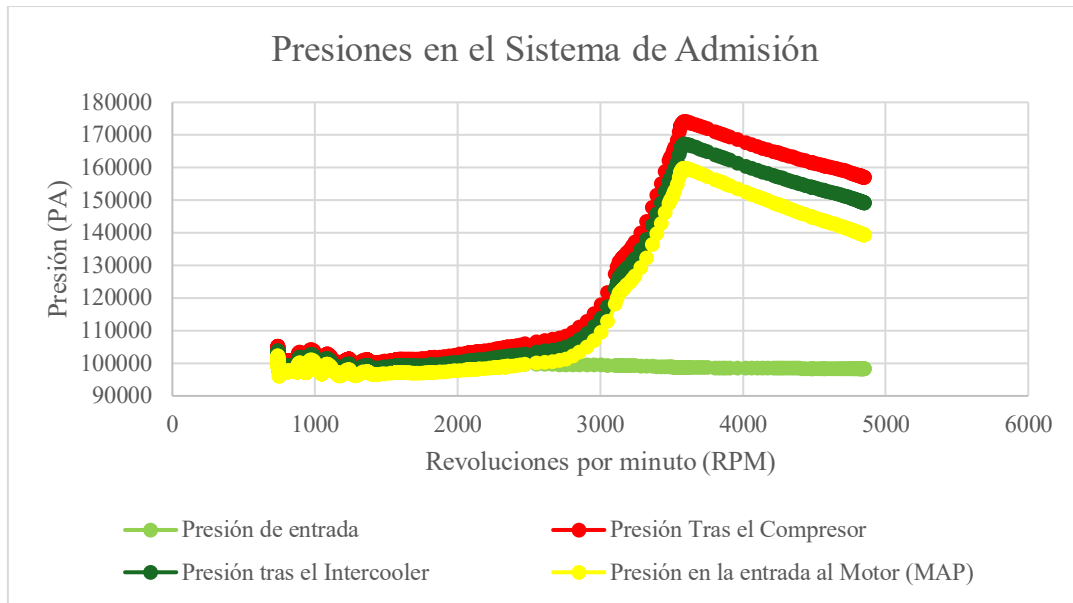


Figura 135: Presiones en el sistema de admisión

La presión de entrada se mantiene estable a lo largo de toda la simulación, generando depresión conforme aumenta el régimen de giro. Tras el compresor se observa un aumento drástico de la presión hasta máximos de 1.8 bar, en donde a partir de ahí el sistema electrónico limita la velocidad del turbo y comienza a bajar. Debido a las pérdidas que se han introducido tanto en el intercooler como al sistema de admisión, la presión en el momento de entrar al motor es inferior a la generada por el compresor.

Emisiones

Dióxido de carbono

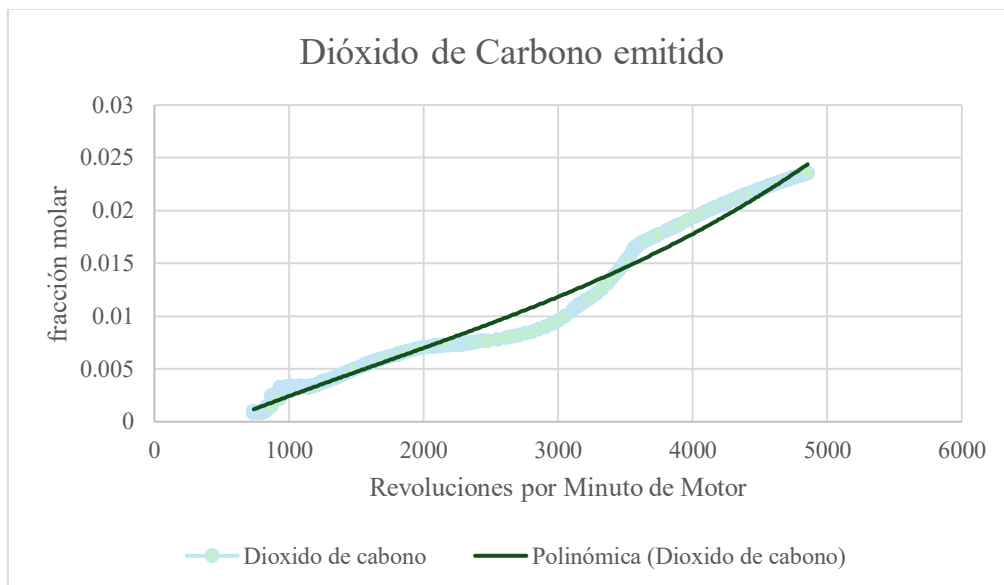


Figura 136: Dióxido de carbono emitido

Los resultados de concentración de CO₂ obtenidos de modelo se presentan como fracción molar (adimensional) en los gases de escape. Los valores que oscilar aproximadamente de 0.0009 (900 ppm) y 0.0235 (23500 ppm), representan la proporción en volumen que el CO₂ ocupa en el total del flujo de gases de escape. Los valores bajos se corresponden con condiciones de baja carga o régimen del motor. En estas situaciones, la mezcla aire-combustible es pobre, es decir hay exceso de aire, lo que significa que se diluye la concentración de todos los productos, incluido el CO₂. En alto régimen, conforme la mezcla es más rica, para generar más potencia, se genera una combustión más completa y una mayor producción de CO₂, aumentando significativamente su concentración en los gases de escape.

Óxido de Nitrógeno

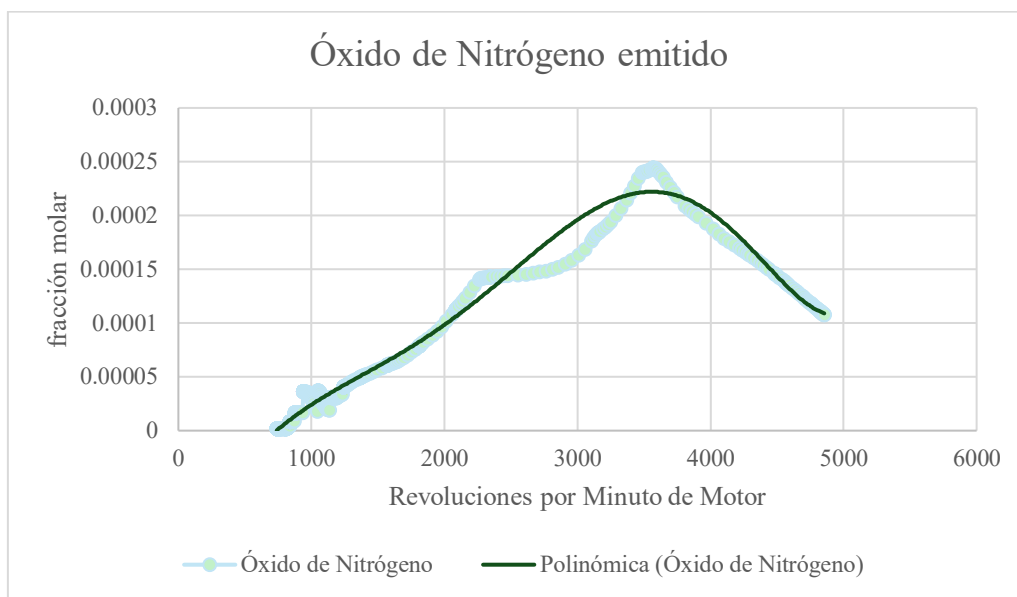


Figura 137: Óxido de Nitrógeno emitido

La gráfica presenta la evolución de las emisiones de óxidos de nitrógeno, generadas por el modelo del motor. En bajas las emisiones de NO_x son bajas, se debe a que las temperaturas de combustión son relativamente bajas y la cantidad de oxígeno disponible puede ser limitada, condiciones que no favorecen la formación de NO_x.

A régimen de velocidad medio, las emisiones aumentan drásticamente, alcanzando un pico máximo. Este es el rango de operación donde coinciden las condiciones ideales para la formación de NO_x: altas temperaturas de combustión, exceso de oxígeno y suficiente tiempo de residencia de los gases a alta temperatura.

Por último, en altas RPM, la curva decrece. Aunque las temperaturas siguen siendo altas, el tiempo disponible para la reacción química se reduce significativamente debido a la velocidad del motor. Además, la eficiencia volumétrica puede disminuir y con el sistema de EGR, visto en la figura 124 se actúa para limitar las emisiones en este régimen.

La tendencia observada es físicamente coherente y está gobernada principalmente por el mecanismo de Zeldovich, que establece que la formación NO_x es exponencialmente dependiente de la temperatura de combustión.

Hidrocarburos emitidos

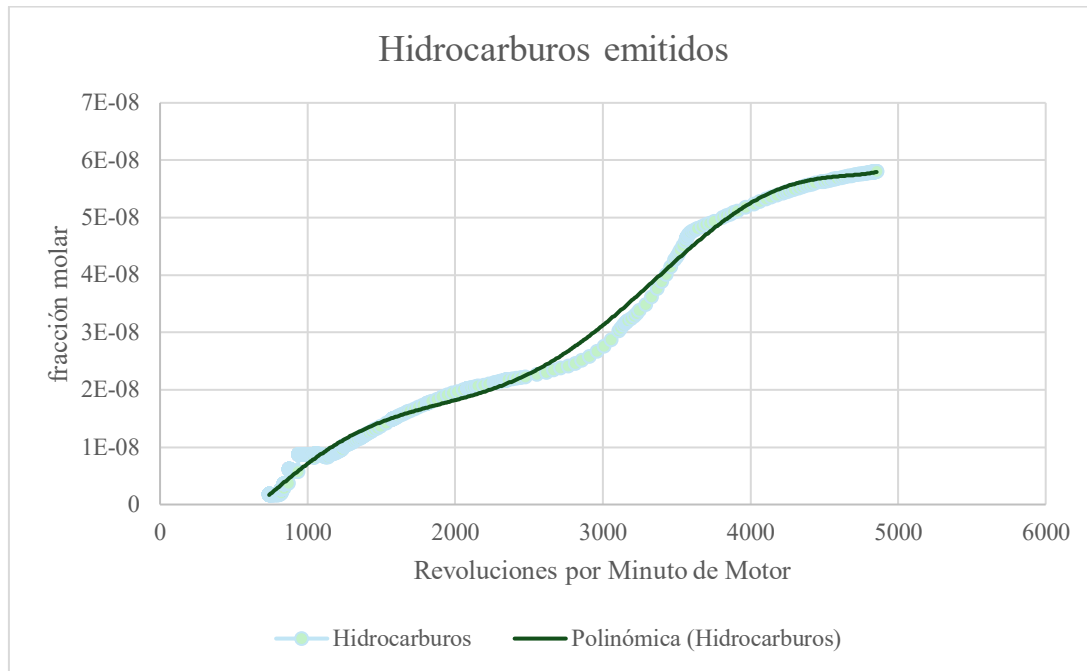


Figura 138: Hidrocarburos emitidos

La figura presenta la evolución de hidrocarburos sin quemar generados. Estos valores se mantienen en un nivel notablemente bajo en todo el rango operativo, si los comparamos con los NO_x y el CO₂.

Aun así, se debe comentar que el comportamiento de los hidrocarburos es razonable para este modelo simplificado, más conviene señalar que en un motor diésel real las emisiones de HC suelen ser más significativas en ralentí y a bajas cargas, en nuestro caso la gráfica es lineal y ascendente, cuando en un motor real tendería a generar una parábola. Esta gráfica puede ser útil para el análisis de emisiones, pero no reproduce todos los detalles de un ciclo de combustión real.

Monóxido de carbono

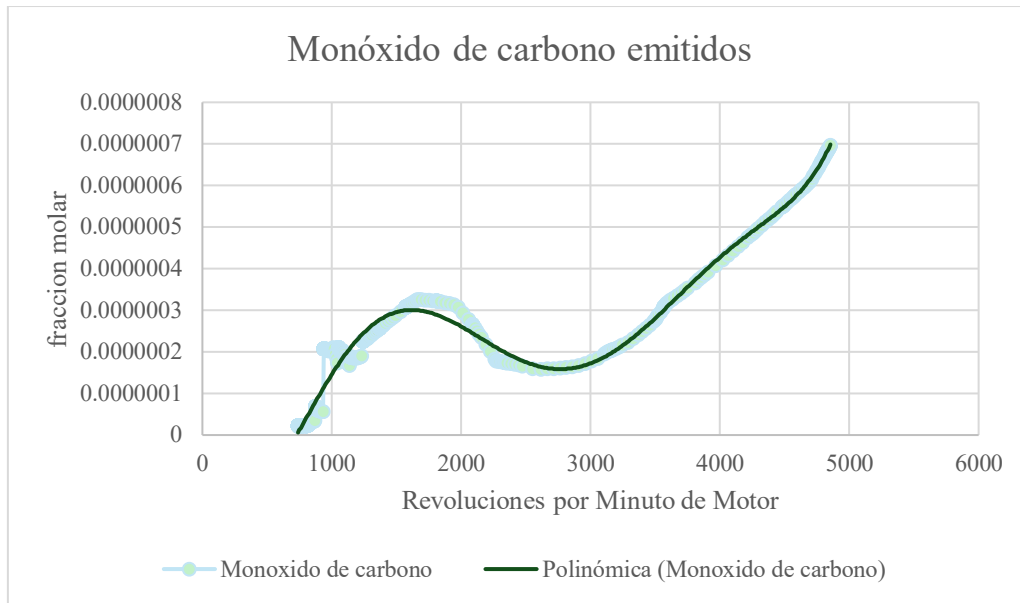


Figura 139: Monóxido de carbono emitido

Los niveles ínfimos de CO son un indicador de que se está generando una combustión completa y eficiente, el CO se genera principalmente por la combustión incompleta del combustible o cuando hay deficiencia de oxígeno. Como se aprecia en la gráfica, conforme el motor genera as potencia, aumentan las cantidades de CO en el sistema de escape.

A bajas se genera un aumento progresivo hasta un máximo local, debido a que el motor sale de condiciones de baja carga y se adentra en la zona de máxima eficiencia termodinámica. A 2000 rpm ocurre una calibración de la mezcla, la cual se encuentra en un punto de transición el cual es necesario para garantizar estabilidad y respuesta. Tras este punto el motor entra en el punto de máxima eficiencia, donde las temperaturas son altas, estables la turbulencia es óptima y la homogeneidad de la mezcla es máxima, por lo que se permite la oxidación casi completa del CO a CO₂. Por último, en consecuencia, de la deficiencia de oxígeno comienzan a aumentar tras las 3500 rpm.

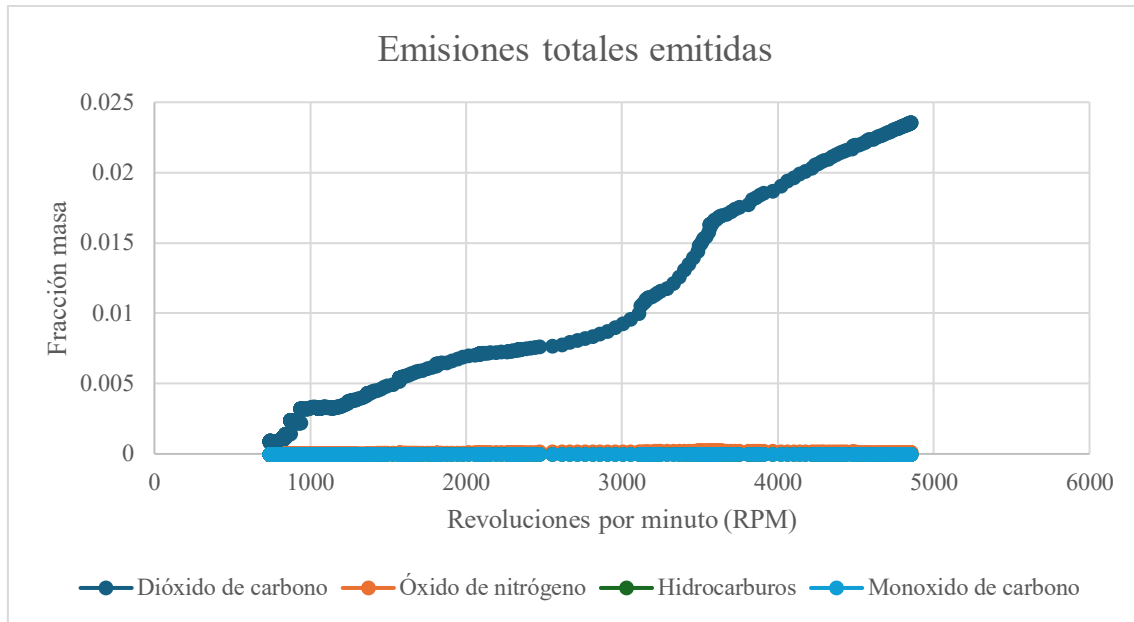


Figura 140: Total de las emisiones emitidas



6. Conclusiones

El proyecto ha cumplido su objetivo principal al materializar un modelo integral de un motor diésel turboalimentado, representado exitosamente la compleja interacción entre los subsistemas de admisión, combustión, escape, EGR y sobrealimentación. Este modelo se concibe, por tanto, como una herramienta computacional eficiente cuyo valor primordial reside en la capacidad de evaluar estrategias operacionales y de control sin la alta dependencia temporal y económica de otras metodologías.

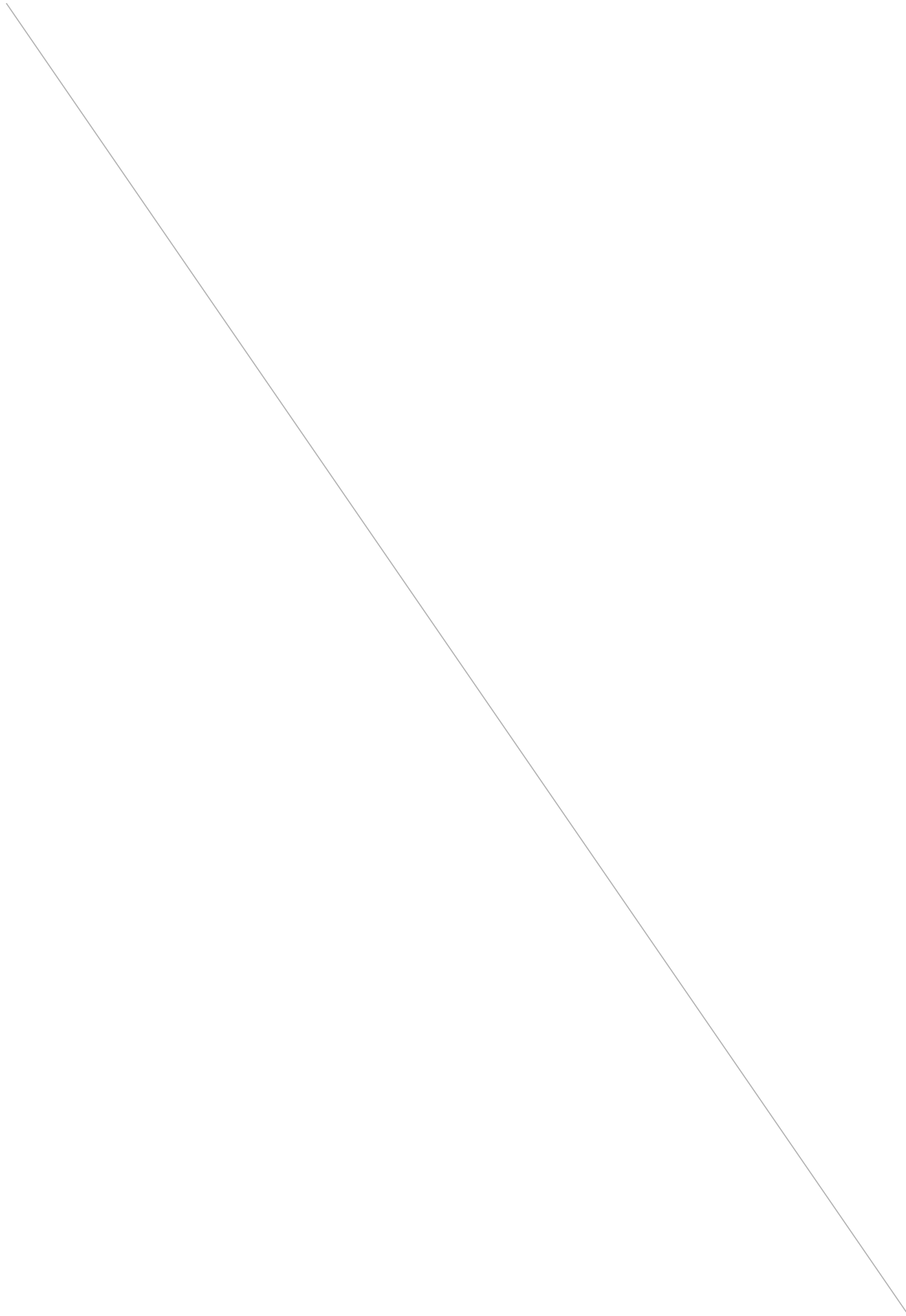
Se ha logrado la representación integral del sistema, incorporado las lógicas de control asociadas a la inyección de combustible y a los dispositivos de regulación, como la Wastegate y el sistema EGR. El análisis de las gráficas de simulación ha confirmado la funcionalidad termodinámica del modelo. Ejemplos de esto pueden ser que la turbina genera el salto de entalpía y presión necesario, el compresor produce el Boost de aire, o la EGR regula los NOx estimando la apertura de esta. Idealmente, se observa que esta todo monitorizado y señalizado, pudiendo estudiar una gran variedad de datos.

Si bien se perseguía la aproximación a la realidad física con un ajuste preciso a los datos de referencia calculados por S ciclo, se identificaron ciertas desviaciones que constituyen las principales áreas de mejora del modelo.

-La respuesta dinámica del turbo: La entrada en operación plena del turbocompresor en el modelo de Simulink es más tardía de lo esperado, como indica el retraso en el inicio del aumento exponencial de la presión de Boost. Esto sugiere la necesidad de una recalibración de los mapas de compresor y turbina o una optimización en la estrategia de control de la wastegate para mejorar la respuesta transitoria en bajos regímenes.

-Otra desviación es la tendencia de la curva de par del modelo Simulink a mantenerse mejor en altas rpm en comparación con los resultados de referencia de S ciclo, en donde a 4000 rpm tenemos un par de 237 Nm, mientras que en la figura 121 se observa que el par se mantiene por encima de los 300 Nm. Esto puede indicar que las pérdidas mecánicas o por fricción en alta velocidad no han sido parametrizadas con suficiente precisión en el modelo, o que el efecto limitador de la presión de sobrealimentación no es tan restrictivo como el sistema real.

A pesar de las discrepancias, se puede confirmar que el proyecto es eficiente, tanto temporal como computacionalmente, y que, como cualquier proyecto de estas magnitudes, hay margen de mejora. En última instancia se puede afirmar que es una sólida plataforma, con capacidad a ampliarla, afinarla y usarla, en futuros proyectos universitarios, así como material de apoyo para los técnicos, ingenieros o personal que quiera usarlo y mejorarlo.





7.Bibliografía

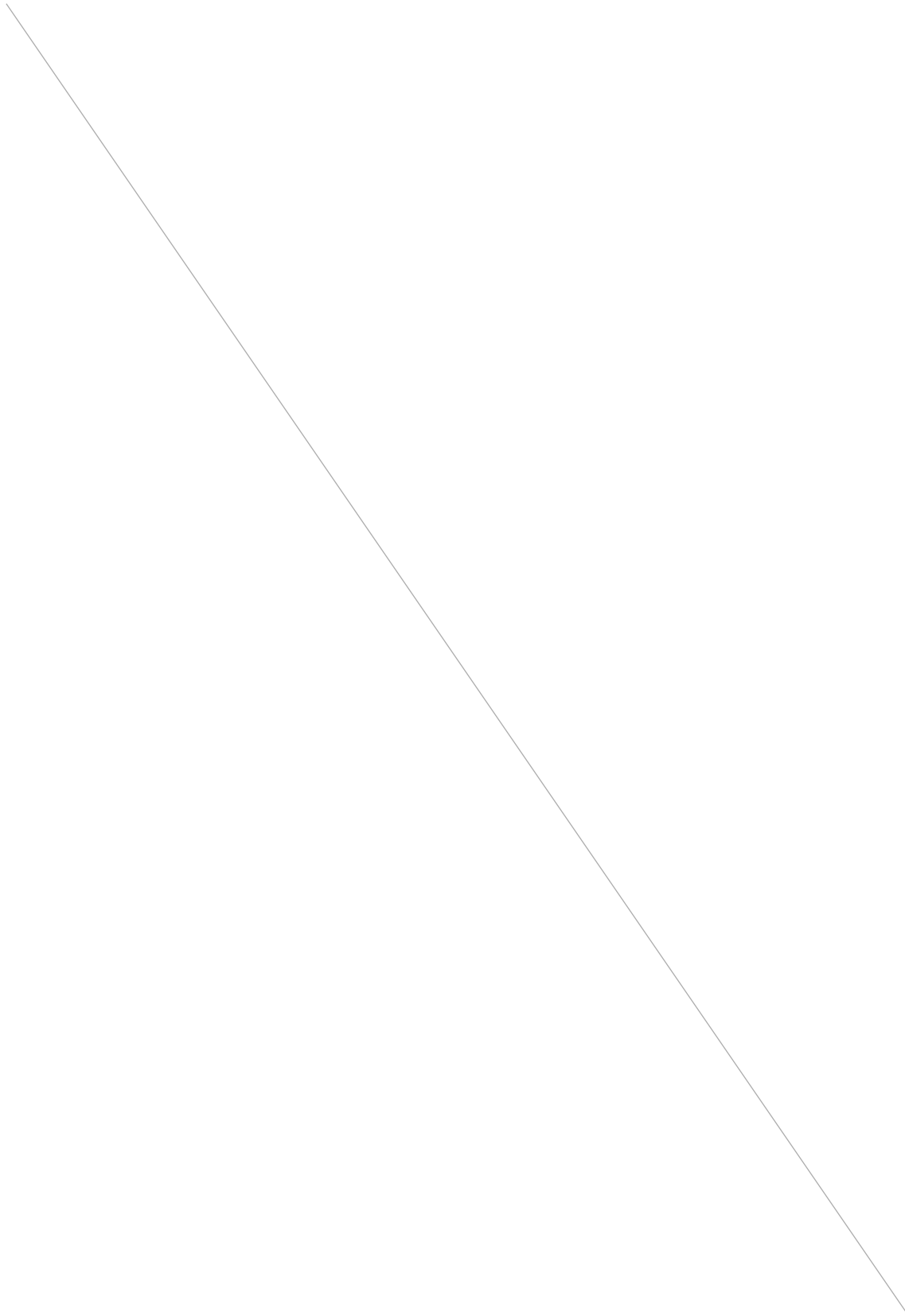
- *Heat values of various fuels. (n.d.). World-nuclear.org. Retrieved April 24, 2025, from <https://world-nuclear.org/information-library/facts-and-figures/heat-values-of-various-fuels>*
- *Schobert, H. (2013). Cambridge series in chemical engineering: Chemistry of fossil fuels and biofuels. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/cbo9780511844188>*
- *Calero, J. F. (Ed.). (2008). Revista Técnica del Automóvil (Vol. 169). E.T.A.I.Ibérica para la edición española.*
- *Daniel. (2024, noviembre 12). Motor Peugeot/Citroën 2.2 HDI (DW12). Motordinamico.com. <https://motordinamico.com/motor-peugeot-citroen-2-2-hdi-dw12/>*
- *González, F. P., & Fernández, J. M. D. (2011). MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.*
- *Robert Bosch GmbH. (2004). Automotive Handbook (6th ed.). Professional Engineering Publishing.*
- *Robert Bosch GmbH. (2006). Diesel-Engine Management (4th ed.). Wiley-Blackwell.*
- *MLFREE - Sajt o automobila , auto tehnici , polovnim automobilima. (s/f). MLFREE - Sajt o automobila , auto tehnici , polovnim automobilima; MLFREE. Recuperado el 9 de abril de 2025, de <https://mlfree.com/>*
- *Motor videos S [@motorvideoss3639]. (s/f-a). Le FAP, filtre à particules PSA Peugeot Citroën, fonctionnement et entretien. Youtube. Recuperado el 9 de abril de 2025, de <https://www.youtube.com/watch?v=OM6y46Csu24>*
- *Motor videos S [@motorvideoss3639]. (s/f-b). Présentation du moteur 2.2 HDi DW12 TED4. Youtube. Recuperado el 9 de abril de 2025, de <https://www.youtube.com/watch?v=RqXBUESgQ90>*



- *Qué es el sistema HDI y cuáles son sus averías frecuentes. (s/f). Ro-des.com. Recuperado el 9 de abril de 2025, de <https://www.ro-des.com/mecanica/sistema-hdi-y-averias-mas-frecuentes/>*
- *Villarreal, D. (s/f). ¿Para qué sirve el aditivo del filtro de partículas de mi coche diésel? Diariomotor. Recuperado el 9 de abril de 2025, de <https://www.diariomotor.com/que-es/filtro-particulas-diesel-aditivo/>*
- *(S/f). Peugeotforums.com. Recuperado el 9 de abril de 2025, de <https://www.peugeotforums.com/threads/egr-valve-and-loss-of-power.373490/>*
- *Taylor, C. F. (1985). Internal combustion engine in theory and practice: Combustion, fuels, materials, design. The MIT Press.*
- *Miralles de Imperial, J. (1990). Bombas de inyección diesel. Ceac. References*
- *Benson, R. S., & Whitehouse, N. D. (1979). Internal Combustion Engines: v. 2. Elsevier.*
- *Brun, R. (1981). Science et technique du moteur diesel industriel et de transport. Editions Ophrys.*
- *Cheng, W. K., Hamrin, D., Heywood, J. B., Hochgreb, S., Min, K., & Norris, M. (1993). An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines. SAE Technical Paper Series.*
- *Garrett, T. K. (1991). Automotive fuels and fuel systems: Gasoline v. 1: Fuels, tanks, delivery, metering and combustion and environmental considerations. Pentech Press.*
- *Garrett, T. K. (1994). Automotive fuels and fuel systems: Diesel v. 2: Fuels, tanks, fuel delivery, metering, air charge enhancement, mixing, combustion and environmental considerations. Society of Automotive Engineers.*
- *Glassman, I. (2014). Combustion (3rd ed.). Academic Press.*



- *Guanglong, Z., Lunhui, L., Jiahua, C., & Xiuren, Z. (1994). Development and application experience of diesel catalytic converters. SAE Technical Paper Series.*
- *Haddad, S. D., & Watson, N. (1984). Principles and Performance in Diesel Engineering. Ellis Horwood Ltd, Publisher.*
- *Miralles de Imperial, J. (1999). Sobrealimentación de motores. Ceac.*
- *Watson, N., & Janota, M. S. (1982). Turbocharging the internal combustion engine. Palgrave Macmillan.*
- *Zinner, K. A. (1981). Supercharging of internal combustion engines: Additional chapter 12 (G. Winkler, Trans.; 1978th ed.). Springer.*
- *RACE. (2023, August 21). De la Euro 0 a la futura Euro 7: así son las normativas medioambientales para vehículos de la UE. RACE.*
<https://www.race.es/normativa-euro-6>
- *Euro emissions standards. (n.d.). Theaa.com. Retrieved May 12, 2025, from*
<https://www.theaa.com/driving-advice/fuels-environment/euro-emissions-standards>
- *Euro 1 to Euro 7 – vehicle emissions standards. (n.d.). Rac.co.uk. Retrieved May 12, 2025, from* <https://www.rac.co.uk/drive/advice/emissions/euro-emissions-standards/>
- *Heywood, J. (1989). INTERNAL perdid ENGINE FUN (int'l ed). McGraw-Hill Professional.*
- *Powertrain Blockset documentation. (s/f). Mathworks.com. Recuperado el 1 de octubre de 2025, de*
https://es.mathworks.com/help/autoblks/propulsion.html?s_tid=CRUX_lftnav





8. Anexos

Anexo I: Cálculo

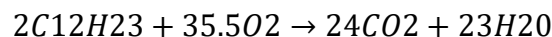
En esta sección se configura el fluido que trabaja en el ciclo, y sus propiedades. Ante la imposibilidad de calcular experimentalmente la composición atómica del combustible diésel con un calorímetro bombástico, preferiblemente se usan datos procedentes de la asociación nuclear mundial, así como el procedimiento de cálculo realizado por el Dr. Harold Schobert de Cambridge.

Nuestro programa calcula el PCS mediante la expresión:

$$PCS = \frac{393 \times C + \frac{242 \times H}{2} - 100 \times C}{C \times 12 + H + O \times 16}$$

Ecuación 14 : Sículo

Usando como datos de la asociación nuclear mundial, la norma exige que en España se comercialice para vehículos en España la Calidad A, tiene 12 átomos de carbono y 23 de hidrógeno. En el diésel apenas quedan partículas de oxígeno que no estén oxidadas, es por ello por lo que no se contabilizan en el cálculo, puesto que no aportan valor energético. El balance de energía ideal para la combustión, cuando se mezcla el diésel con el oxígeno aportado al cilindro queda tal que:



Es así como el PCS puede describirse como:

$$PCS = \sum (Energía \text{ por mol de cada producto}) - \sum (Energía \text{ por mol de cada reactante})$$

Energía liberada por el CO₂:

$$24 \text{ mol } CO_2 \times (-393.5 \text{ kJ/mol}) = -9444 \text{ kJ}$$

En donde:

$$\Delta H_f = -393,5 \text{ kJ/mol}$$

Esta es la entalpía de formación estándar, cual refleja los cambios de entalpía que tiene la sustancia cuando 1 mol se forma a partir de sus elementos en su estado más estable en condiciones controladas (25°C y 1 atm de presión), estas entalpías son constantes y se usan para calcular la energía liberada.



Energía liberada por el H₂O:

$$23 \text{ mol H}_2\text{O} \times (-241.8 \text{ kJ/mol}) = -5561.4 \text{ kJ}$$

Donde

$$\Delta H_f = -241.8 \text{ kJ/mol}$$

La energía total liberada por 2 moles (los necesarios para que el balance estequiométrico sea equilibrado) es la suma de las energías liberadas :

$$-9444 \text{ kJ} + (-5561.4 \text{ kJ}) = -15005.4 \text{ kJ}$$

Para 1 mol de C₁₂H₂₃:

$$\frac{15005.4 \text{ kJ}}{2} = -7502.7 \text{ kJ/mol}$$

Usando la masa molar total de C₁₂H₂₃ :

Carbono:

$$12 \text{ átomos de C} \times 12.01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} = 144.12 \text{ g/mol}$$

Hidrogeno:

$$23 \text{ átomos de H} \times 1.008 \frac{\text{g}}{\text{mol}} = 23.18 \text{ g/mol}$$

Masa molar total:

$$144.12 \text{ g/mol} + 23.18 \text{ g/mol} = 167.30 \text{ g/mol}$$

PCS convertido a MJ/Kkg:

$$\frac{-7502.7 \text{ kJ/mol}}{167.3 \text{ g/mol}} = -44.9 \text{ kJ/g} = -44.9 \text{ MJ/kg}$$

Nos da un valor aceptado por la asociación nuclear mundial, pero el diésel de la calle suele tener menor PCS debido a impurezas como azufre o hidrocarburos que no se queman es por ello que se puede llegar a entender que en vez de 44.9 MJ/kg, sea menor, la ecuación que el programa incorpora, si tiene en cuenta las impurezas, y usando 12 y 23 átomos de carbono e hidrogeno sale un PCS de 37,7 MJ/kg, lo cual es excesivamente bajo e incorrecto para la aplicación de nuestro proyecto



Tipo	Variable	Unidades
At. Carbono en mol. Comb	12	
At. Hidrogeno en mol. Comb	23	
At. Oxígeno en mol. Comb	0	
Entalpia ev .Comb	44900	J/kg
Poder Calorífico Superior	44.9	MJ/kg
Numero de octanos	0	

Anexo II: Tabla Compresor

Se presentan las matrices tabuladas usadas para la parametrización de potencia del compresor:

-Corrected mass flow rate table, $\dot{m}_{corr_tbl}$ [kg/s]: [4.409e-05 0 0 0 0 0 0 0 0 0;0.02386 0 0 0 0 0 0 0 0;0.04764 0 0 0 0 0 0 0 0;0.07123 0.002085 0 0 0 0 0 0 0;0.09439 0.07209 0 0 0 0 0 0 0;0.1168 0.1053 0.07782 1.799e-05 0 0 0 0 0 0;0.1381 0.1315 0.1206 0.09838 0.02748 0 0 0 0 0 0;0.1578 0.1542 0.1493 0.1418 0.1288 0.09981 0.005344 0 0 0 0;0.1751 0.1738 0.1721 0.1698 0.1666 0.1616 0.1529 0.1327 0.04811 0;0.1895 0.1898 0.1902 0.1907 0.1913 0.1922 0.1933 0.1951 0.1982 0.2048]

-Efficiency table, η_{comp_tbl} []:[0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.2001 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.3148 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.4115 0.3605 0.2006 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.6424 0.4743 0.4065 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.5114 0.7355 0.5334 0.4537 0.2 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.4151 0.6285 0.7576 0.5794 0.5051 0.2 0.2 0.2 0.2;0.2 0.3473 0.4945 0.6378 0.7483 0.6338 0.5643 0.2 0.2 0.2;0.2 0.3046 0.4091 0.5137 0.6159 0.6959 0.7443 0.6081 0.2 0.2;0.2 0.2702 0.3403 0.4105 0.4807 0.5511 0.6145 0.6545 0.684 0.2]

-Corrected speed breakpoints, w_{corr_bpts1} [rad/s]:[5 2703 5402 8100 1.08e+04 1.35e+04 1.62e+04 1.889e+04 2.159e+04 2.429e+04]

-Pressure ratio breakpoints, Pr_bpts2 []:[1 1.309 1.618 1.927 2.236 2.544 2.853 3.162 3.471 3.78]

-Reference temperature, T_{ref} [K]:293.15

-Reference pressure, P_{ref} [Pa]:101325

Anexo III: Tabla Turbina

Se presentan las matrices tabuladas usadas para la parametrización de potencia de la turbina:



```
-Corrected mass flow rate table, mdot_corrvr_tbl [kg/s]: reshape([7.02e-05 7.02e-05  
7.02e-05 7.02e-05 7.02e-05 7.02e-05 7.02e-05 7.02e-05 7.02e-05 0.01251  
0.01236 0.01188 0.01107 0.009943 0.008491 0.006717 0.00491 0.00491 0.00491  
0.01588 0.01578 0.01546 0.01494 0.0142 0.01325 0.01209 0.01084 0.01084 0.01084  
0.01786 0.01779 0.01754 0.01714 0.01657 0.01585 0.01496 0.01406 0.01406 0.01406  
0.01917 0.01911 0.01891 0.01858 0.01812 0.01753 0.0168 0.01607 0.01607 0.01607  
0.02005 0.02 0.01984 0.01956 0.01917 0.01867 0.01806 0.01746 0.01746 0.01746  
0.02064 0.02059 0.02045 0.02021 0.01988 0.01945 0.01892 0.01841 0.01841 0.01841  
0.02097 0.02094 0.02081 0.02061 0.02032 0.01994 0.01949 0.01904 0.01904 0.01904  
0.0211 0.02107 0.02096 0.02078 0.02053 0.0202 0.01981 0.01942 0.01942 0.01942  
0.02112 0.02109 0.021 0.02084 0.02061 0.02033 0.01998 0.01963 0.01963 0.01963  
0.0001404 0.0001404 0.0001404 0.0001404 0.0001404 0.0001404 0.0001404 0.0001404  
0.0001404 0.0001404 0.0001404 0.02502 0.02473 0.02376 0.02215 0.01989 0.01698  
0.01343 0.00982 0.00982 0.00982 0.03175 0.03156 0.03093 0.02987 0.0284 0.0265  
0.02418 0.02167 0.02167 0.02167 0.03572 0.03558 0.03509 0.03428 0.03315 0.03169  
0.02991 0.02811 0.02811 0.02811 0.03834 0.03822 0.03782 0.03716 0.03624 0.03505  
0.0336 0.03214 0.03214 0.03214 0.04011 0.04001 0.03967 0.03912 0.03834 0.03734  
0.03612 0.03492 0.03492 0.03492 0.04127 0.04119 0.0409 0.04042 0.03975 0.0389  
0.03785 0.03681 0.03681 0.03681 0.04195 0.04187 0.04163 0.04121 0.04063 0.03989  
0.03898 0.03809 0.03809 0.03809 0.04221 0.04214 0.04193 0.04156 0.04106 0.04041  
0.03961 0.03884 0.03884 0.03884 0.04224 0.04218 0.04199 0.04167 0.04123 0.04066  
0.03996 0.03925 0.03925 0.03925 0.0001346 0.0001346 0.0001346 0.0001346  
0.0001346 0.0001346 0.0001346 0.0001346 0.0001346 0.0001346 0.0324 0.0321  
0.03109 0.02941 0.02705 0.02402 0.02031 0.01594 0.01304 0.01304 0.0404 0.0402  
0.03955 0.03845 0.03691 0.03494 0.03252 0.02967 0.02762 0.02762 0.04479 0.04464  
0.04414 0.0433 0.04213 0.04061 0.03877 0.03658 0.03515 0.03515 0.04747 0.04735  
0.04694 0.04626 0.0453 0.04406 0.04256 0.04078 0.03963 0.03963 0.04911 0.049  
0.04866 0.04808 0.04727 0.04623 0.04497 0.04346 0.04253 0.04253 0.05001 0.04992  
0.04962 0.04912 0.04843 0.04754 0.04645 0.04516 0.04436 0.04436 0.05034 0.05026  
0.05001 0.04958 0.04897 0.0482 0.04726 0.04614 0.04544 0.04544 0.05036 0.0503  
0.05007 0.04969 0.04916 0.04848 0.04766 0.04667 0.04607 0.04607 0.05036 0.0503  
0.05011 0.04977 0.0493 0.0487 0.04796 0.04709 0.04653 0.04653 0.000392 0.000392  
0.000392 0.000392 0.000392 0.000392 0.000392 0.000392 0.000392 0.000392 0.04168  
0.04138 0.04029 0.0385 0.03599 0.03275 0.02879 0.02412 0.01873 0.01275 0.05159  
0.05139 0.05069 0.04953 0.0479 0.04581 0.04324 0.04021 0.03672 0.03277 0.05684  
0.0567 0.05616 0.05527 0.05403 0.05243 0.05048 0.04817 0.0455 0.04248 0.05992  
0.0598 0.05936 0.05864 0.05763 0.05634 0.05475 0.05287 0.0507 0.04825 0.06166  
0.06156 0.06119 0.06059 0.05974 0.05865 0.05732 0.05574 0.05393 0.05186 0.06247  
0.06238 0.06207 0.06155 0.06083 0.05989 0.05875 0.05741 0.05585 0.05409 0.06262  
0.06255 0.06228 0.06183 0.0612 0.06039 0.0594 0.05824 0.05689 0.05537 0.06262  
0.06256 0.06232 0.06193 0.06138 0.06067 0.0598 0.05878 0.05759 0.05626 0.06262  
0.06257 0.06235 0.062 0.0615 0.06087 0.06009 0.05917 0.0581 0.0569 0 6e-18 1.806e-  
19 0 0 0 9.562e-21 1.209e-20 0 0 0.047 0.04669 0.04556 0.04369 0.04108 0.03772  
0.03361 0.02875 0.02315 0.01773 0.05776 0.05756 0.05683 0.05563 0.05394 0.05177
```



0.04911 0.04598 0.04235 0.03829 0.06321 0.06306 0.0625 0.06158 0.0603 0.05864
0.05662 0.05423 0.05146 0.04845 0.06621 0.06608 0.06563 0.06489 0.06384 0.06249
0.06085 0.05891 0.05666 0.05424 0.06774 0.06763 0.06726 0.06663 0.06575 0.06462
0.06324 0.06161 0.05973 0.05773 0.06826 0.06818 0.06785 0.06731 0.06656 0.0656
0.06442 0.06302 0.06141 0.05971 0.0683 0.06822 0.06794 0.06747 0.06682 0.06598
0.06496 0.06375 0.06235 0.06084 0.0683 0.06823 0.06798 0.06757 0.067 0.06626
0.06536 0.06429 0.06305 0.06168 0.0683 0.06823 0.068 0.06761 0.06706 0.06635
0.06548 0.06446 0.06328 0.06195 0 0 0 1.261e-18 4.945e-18 2.581e-20 2.058e-18
2.503e-18 0 0.06047 0.06011 0.05884 0.05673 0.05378 0.04999 0.04535 0.03988
0.03354 0.03213 0.07283 0.07259 0.07178 0.07043 0.06853 0.0661 0.06312 0.05961
0.05554 0.05427 0.07837 0.07819 0.07758 0.07655 0.07511 0.07327 0.07101 0.06835
0.06526 0.06437 0.08087 0.08073 0.08023 0.0794 0.07823 0.07674 0.07491 0.07276
0.07026 0.06952 0.08163 0.08151 0.0811 0.0804 0.07943 0.07818 0.07665 0.07484
0.07275 0.0722 0.08167 0.08156 0.0812 0.08061 0.07977 0.0787 0.07739 0.07585
0.07405 0.07353 0.08167 0.08156 0.08125 0.08065 0.07993 0.07888 0.07757 0.07623
0.07445 0.07406 0.08167 0.08156 0.08125 0.08065 0.07993 0.07888 0.07757 0.07623
0.07445 0.07406 0.08167 0.08156 0.08125 0.08065 0.07993 0.07888 0.07757 0.07623
0.07445 0.07406], [10 10 6])

-Efficiency table, eta_turbvr_tbl []:reshape([0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01
0.01 0.01 0.1005 0.2711 0.4664 0.4641 0.115 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.07274 0.2013
0.368 0.4894 0.5081 0.2606 0.01775 0.01 0.01 0.01 0.06028 0.1685 0.3143 0.4329
0.5147 0.4993 0.2804 0.0251 0.0251 0.0251 0.05268 0.1481 0.2794 0.391 0.4786
0.5298 0.4702 0.292 0.292 0.292 0.04736 0.1337 0.254 0.359 0.4461 0.5102 0.5266
0.4508 0.4508 0.4508 0.04329 0.1226 0.2341 0.3332 0.4181 0.4858 0.5287 0.5155
0.5155 0.5155 0.04004 0.1136 0.2179 0.3118 0.394 0.4624 0.5134 0.5339 0.5339
0.5339 0.03737 0.1063 0.2044 0.2937 0.373 0.441 0.4952 0.5268 0.5268 0.5268
0.03507 0.09986 0.1927 0.2777 0.3543 0.4213 0.477 0.514 0.514 0.514 0.01 0.01 0.01
0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.1182 0.319 0.5488 0.546 0.1343 0.01 0.01 0.01
0.01 0.01 0.08557 0.2368 0.4329 0.5758 0.5978 0.3065 0.01948 0.01 0.01 0.01 0.07092
0.1982 0.3698 0.5093 0.6055 0.5874 0.3299 0.02794 0.02794 0.02794 0.06198 0.1743
0.3287 0.46 0.5631 0.6233 0.5531 0.3435 0.3435 0.3435 0.05571 0.1573 0.2988 0.4224
0.5248 0.6002 0.6196 0.5304 0.5304 0.5304 0.05093 0.1442 0.2754 0.392 0.4919
0.5715 0.6221 0.6065 0.6065 0.6065 0.04711 0.1337 0.2564 0.3669 0.4635 0.544 0.604
0.6281 0.6281 0.6281 0.04396 0.125 0.2405 0.3455 0.4389 0.5188 0.5826 0.6198
0.6198 0.6198 0.04126 0.1175 0.2267 0.3268 0.4168 0.4956 0.5611 0.6047 0.6047
0.6047 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.1217 0.3009 0.5308 0.6228
0.3215 0.02319 0.01 0.01 0.01 0.01 0.08875 0.224 0.4144 0.5625 0.642 0.5087 0.1283
0.01133 0.01 0.01 0.07404 0.1884 0.3544 0.4938 0.5997 0.6463 0.5201 0.1953 0.02604
0.02604 0.06511 0.1665 0.316 0.446 0.5527 0.6292 0.6362 0.488 0.33 0.33 0.05886
0.151 0.2884 0.4102 0.5142 0.5967 0.6473 0.6083 0.5289 0.5289 0.05409 0.1391
0.2669 0.3818 0.4823 0.5659 0.6279 0.6474 0.6171 0.6171 0.05028 0.1296 0.2494
0.3583 0.4552 0.5383 0.6046 0.6473 0.6496 0.6496 0.04713 0.1216 0.2348 0.3385
0.4319 0.5136 0.5816 0.6322 0.6501 0.6501 0.04442 0.1148 0.2221 0.3211 0.4112
0.4912 0.5597 0.6144 0.6383 0.6383 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01



0.1364 0.2873 0.5147 0.6484 0.4921 0.1006 0.01009 0.01 0.01 0.01 0.09959 0.2133
0.3979 0.5482 0.6517 0.6308 0.358 0.04542 0.01 0.01 0.08323 0.1795 0.3396 0.4777
0.5891 0.6632 0.6364 0.4281 0.08258 0.01 0.07326 0.1586 0.3026 0.4302 0.5388
0.6239 0.6724 0.6202 0.425 0.1055 0.0663 0.1439 0.276 0.3951 0.4993 0.5862 0.6507
0.6722 0.5908 0.3926 0.06099 0.1327 0.2554 0.3674 0.4672 0.5532 0.6225 0.6689
0.6584 0.5511 0.05674 0.1236 0.2387 0.3446 0.4404 0.5246 0.5954 0.6497 0.6762
0.632 0.05323 0.1161 0.2248 0.3255 0.4174 0.4995 0.5705 0.6283 0.6688 0.6689
0.05051 0.1103 0.2139 0.3104 0.3992 0.4793 0.5498 0.6093 0.6551 0.6794 0.01 0.01
0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.1302 0.276 0.4975 0.6368 0.5462 0.1589
0.01439 0.01 0.01 0.01 0.09524 0.2051 0.3838 0.5315 0.6382 0.6505 0.4392 0.08866
0.01035 0.01 0.07982 0.173 0.3281 0.463 0.5737 0.6521 0.6547 0.4958 0.1736 0.01105
0.07048 0.1533 0.2929 0.4174 0.5244 0.6102 0.6659 0.6427 0.4874 0.2133 0.06395
0.1395 0.2678 0.384 0.4865 0.5729 0.6394 0.6728 0.6186 0.4663 0.05898 0.1289
0.2484 0.3577 0.4558 0.5409 0.6108 0.6608 0.6667 0.592 0.055 0.1203 0.2326 0.3362
0.4302 0.5134 0.5842 0.64 0.6734 0.6506 0.05172 0.1133 0.2195 0.3181 0.4084 0.4894
0.56 0.6185 0.6612 0.6731 0.05078 0.1109 0.215 0.3119 0.4008 0.4811 0.5515 0.6105
0.6555 0.6769 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.01 0.108 0.2487 0.4531
0.5958 0.5787 0.2785 0.02689 0.01 0.01 0.01 0.07939 0.1857 0.3493 0.4868 0.5916
0.6382 0.5167 0.2068 0.01513 0.01 0.06688 0.1573 0.2996 0.4244 0.529 0.6084 0.6407
0.5513 0.3092 0.2251 0.05936 0.1401 0.2686 0.3838 0.4841 0.5669 0.6265 0.6377
0.5367 0.4923 0.05413 0.1281 0.2466 0.3543 0.4501 0.5324 0.598 0.641 0.6209 0.6034
0.05015 0.1189 0.2296 0.3313 0.423 0.5036 0.5711 0.6225 0.6444 0.6409 0.04862
0.1217 0.2204 0.3253 0.408 0.4926 0.5637 0.6125 0.6451 0.6473 0.04862 0.1217
0.2204 0.3253 0.408 0.4926 0.5637 0.6125 0.6451 0.6473 0.04862 0.1217 0.2204
0.3253 0.408 0.4926 0.5637 0.6125 0.6451 0.6473], [10 10 6])

-Corrected speed breakpoints, w_{corr_bpts2} [rad/s]: [0 1752 3504 5257 7009 8761
1.051e+04 1.227e+04 1.402e+04 1.577e+04]

-Pressure ratio breakpoints, Pr_{vr_bpts2} []:[1 1.306 1.611 1.917 2.222 2.528 2.833
3.139 3.444 3.75]

-Rack breakpoints, L_{rack_bpts3} []:[0 0.2 0.3 0.5 0.7 1]

-Reference temperature, T_{ref} [K]: 293.15

-Reference pressure, P_{ref} [Pa]: 101325