

Propuesta de aprendizaje de un método sencillo para el diseño y optimización de un motor de combustión interna alternativo (MCIA).

Juan Carlos Lozano Medina¹, Vicente Henríquez Concepción¹, Carlos A. Mendieta Pino², Federico León Zerpa², Alejandro Ramos Martín².

¹Departamento de Ingeniería de Procesos. Universidad de Las Palmas de Gran Canaria (ULPGC).

²Instituto de Estudios Ambientales y Recursos Natural (iUNAT). ULPGC

ABSTRACT

En este trabajo se ha desarrollado una propuesta educativa para los alumnos de ingeniería donde aprenden a calcular y optimizar entre otros parámetros, el rendimiento de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) (indiferentemente diésel, gasolina o gas) incidiendo en su diseño y modelización mediante un software libre de código abierto, Diésel-RK. La propuesta para el aprendizaje consiste en la simulación de una necesidad de motorización (tomando de referencia un motor diésel turboalimentado de 4 tiempos) sobre el que se trabajará para optimizar sus parámetros geométricos, funcionales e indicativos y efectivos. Este procedimiento es extrapolable a otro tipo de motores, gasolina, diésel o gas, 4 tiempos o 2 tiempos). El objetivo es ser utilizado en las actividades formativas prácticas a desarrollar por el estudiante en el contexto de las asignaturas de los Grados y/o Máster Universitario en el ámbito de la ingeniería industrial con competencias en el área de máquinas y motores térmicos. La utilización de Diésel-RK conlleva la simulación termodinámica del motor de ciclo completo, optimizando los procesos de trabajo de motores de combustión interna alternativos (MCIA) con todo tipo de variantes y sirve como herramienta efectiva de diseño y optimización de motores de forma versátil ya que permite modificar, por los estudiantes o docentes, el diseño en función de las necesidades. Este hecho es muy útil para comprender y aprender el objetivo propuesto.

Palabras clave: Diésel, gasolina, gas, turbo alimentación, inyección, Diésel-RK, MCIA, presión.

1. INTRODUCCION

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) han dominado, sin seria competencia, en un amplio campo de aplicaciones debido a su gran ventaja frente a otros tipos de motores entre los que podemos destacar, el rendimiento alto y poco sensible a variaciones de condiciones de funcionamiento, el amplio rango de potencias, sus características constructivas muy diversas y el uso de combustibles de muy diferente naturaleza. Se prevé que dichos motores sufrirán una nueva revolución debido a la comercialización de los combustibles neutros en emisiones. Es importante comprender todos los factores que afectan al diseño del motor para poderlos posteriormente optimizar¹⁻². Establecemos el procedimiento para determinar las características del motor "ejemplo-referencia", diésel turboalimentado de 4 tiempos. Para realizar dicha modelización y simulación se ha elegido el programa informático Diésel-RK, que es gratuito y de "código abierto". Este programa Diésel-RK es un complejo software que determina el ciclo termodinámico del motor, diseñando y optimizando los procesos de trabajo de motores de combustión interna de dos y cuatro tiempos con todo tipo de variantes según las necesidades el usuario³⁻⁴. El Diésel-RK considera los cilindros del motor como sistemas termodinámicos abiertos dando como resultado de la simulación, (1) la predicción y optimización del consumo de combustible, (2) la curva de par y otras predicciones de rendimiento del motor, (3) el análisis de combustión y emisiones, (4) la formación de mezcla de motores de combustible dual y análisis de combustión, (5) la optimización de la sincronización de válvulas, (6) el análisis y optimización de EGR, (7) la sincronización con el turbocompresor, (8) la conversión de motores diésel en motores de gas, así como (9) la cooperación con diferentes herramientas de modelado: Simulink, IOSO NM, etc.. Diésel-RK se puede ejecutar bajo el control de otras aplicaciones.

Este proyecto educativo va dirigido al estudiante de Grado de Ingeniería Mecánica a nivel de 3º curso de carrera, "Diseño de Equipos y Sistemas Térmicos", preferentemente, pero extensible, dado su potencial, a estudiantes de Máster y/o Doctorado. El nivel de conocimiento en esta materia del alumnado antes de la aplicación de la propuesta educativa es actualmente: el conocimiento básico de parámetros que definen un MCIA, el ciclo de funcionamiento y los componentes principales del motor dado en asignaturas de cursos inferiores. El objetivo del aprendizaje es que el nivel de conocimiento en esta materia del alumnado después de la aplicación de la propuesta educativa sea: la comprensión de la interacción de las configuraciones, variables de diseño y funcionamiento que inciden en el diseño, rendimiento, potencia,

emisiones y durabilidad que haga cumplir la normativa vigente y las prestaciones deseadas. Dichos conocimientos, están perfectamente alineados con el aprendizaje especificado en el proyecto docente de la asignatura, los abunda y los amplia, estos son: conocer principios básicos del diseño de equipos y sistemas térmicos, los ciclos térmicos aplicados, describir y entender los aspectos constructivos y saber diseñar equipos y sistemas térmicos. Con ello, el nivel de comprensión posterior será un conocimiento extenso de las variables que inciden en las prestaciones del MCIA y su importancia en su diseño y desempeño.

Se ha establecido una *encuesta previa* que evalúe los conocimientos iniciales del alumnado. Una vez finalizada la aplicación de la herramienta de simulación y realizada la memoria de trabajo por parte del alumno, se contrastará con otra *encuesta final* que evalúe el rendimiento alcanzado en su aprendizaje, incluyendo en ella una *valoración cuantitativa y cualitativa* por parte del alumnado de opinión en este aprendizaje.

Este trabajo se desarrolla dentro de los Proyectos de Innovación Educativa para la Formación Interdisciplinar (PIEFI) - Línea 3. Contenidos y programas de formación y en el seno de los Proyectos de Innovación Educativa “Laboratorios como entornos de trabajo para el aprendizaje activo y colaborativo mediante el diseño, desarrollo, construcción, utilización y el rediseño de equipos y dispositivos para su aplicación en las prácticas” (PIE 2022-60)” y “Aplicación de técnicas de aprendizaje activo y colaborativo en laboratorios como entornos de trabajo. Diseño, desarrollo y adaptación de equipos para su aplicación en sesiones de prácticas” (PIE 2023-60) de la ULPGC.

2. METODOLOGIA

Se sigue una serie de secuencias⁵ para la obtención los parámetros característicos de un motor¹⁻⁵⁻⁶ “ejemplo-referencia”, diésel turboalimentado de 4 tiempos. Los datos de entrada requeridos y parámetros de funcionamiento son: (1) Tipo de combustible, (2) Número de cilindros y tipo de motor (en línea, tipo V, bóxer, etc.), (3) Dimensiones del diámetro y la carrera, (4) Relación de compresión, (5) RPM máximas, (6) Sistema de refrigeración (líquido, aire), (7) Área de aplicación del motor, (8) Presión máxima de inyección (esto es necesario para la evaluación de la robustez del motor; la configuración de la cámara de combustión y la geometría de la boquilla del inyector dependen del nivel de presión de inyección), (9) Sistema de refuerzo (se recomienda usar turbocompresor de un solo paso refrigerado y sin recirculación de gases de escape (EGR). El software Diésel-RK se instala y descarga desde el sitio web www.Diesel-RK.bmstu.ru, para posteriormente trabajar sobre él de forma remota conectado a su servidor externo a través de Internet. Las secuencias de acciones de los estudiantes para calcular y optimizar entre otros parámetros, el rendimiento de un motor de combustión (indiferentemente diésel, gasolina o gas) incidiendo, en su diseño y modelización son:

2.1 Nuevo proyecto.


Los nuevos proyectos se crean utilizando el *asistente de creación de nuevos proyectos (Wizard of New Project Creation)*, respondiendo a todas las preguntas y asignando parámetros geométricos del motor, parámetros operativos y seleccionando el esquema de turbo alimentación. El *asistente de creación de nuevos proyectos* generará un archivo de entrada, establecerá los coeficientes empíricos requeridos, calculará y establecerá las dimensiones básicas para la admisión de aire y combustible en función de los datos estadísticos y la experiencia en el diseño de motores. Para implementar este paso se requiere información general del motor y/o especificación. Datos de nuestro ejemplo:

1) Motor de 4T, 4 cilindros en línea, gasoil, por inyección, 2) Cilindro de $D=100,5\text{mm}$, $S=128\text{mm}$, $RC=19$, 3) Refrigerado por líquido, 4) Para trabajar sobre tierra y mar, 1 bar, 288K, 5) Sin EGR y Turboalimentado con relación de compresión 2, 6) 4 válvulas por cilindro, 7) Potencia máxima a RPM nominales, 134 kW a 2.060 min^{-1} , 8) Presión media efectiva (BMEP) a RPM nominales, 16,1 bar, 9) Par máximo a RPM, 687 Nm a 1.500 min^{-1} , 10) Presión máxima del carril, más de 1.000 bar, 11) $\text{RPM}_{\text{ralenti}}=850\text{ min}^{-1}$.




Los comandos nos servirán de apoyo para introducir, completar o modificar datos. Al seleccionar la relación de compresión del compresor, se recomienda asignar valores más altos para los motores modernos con alta presión máxima de ciclo, así como para los motores con restricciones estrictas sobre las emisiones de hollín y NO_x . Si se utiliza el ciclo de Miller, entonces la presión de sobrealimentación debe aumentarse en aproximadamente un 25%. Por otro lado, el sistema EGR requiere un aumento adicional de la presión de sobrealimentación: aproximadamente 0,4 bar por cada 10% de EGR. El *asistente de creación de nuevos proyectos* generará un archivo de entrada, establecerá los coeficientes empíricos requeridos, calculará y establecerá las dimensiones básicas para la admisión de aire y combustible en función de datos estadísticos y la experiencia en el diseño de motores en la industria. No tiene en cuenta el ciclo de Miller y el EGR. Los parámetros para implementarlos deben establecerse manualmente.

2.2 Conservación del proyecto.

El proyecto se guarda haciendo clic en el comando , cada proyecto de cada motor y sus correspondientes deben guardarse en una carpeta separada indicando el nombre del fabricante y la especificación del motor al tiempo que se asigna un nombre a las carpetas.

2.3 Configuración de los regímenes de funcionamiento del motor.

El estudiante pulsará en el comando , editando la tabla para los modos de operación del motor de acuerdo con las características de rendimiento del motor. Se introduce la potencia máxima del motor en la columna 1 y se reduce gradualmente los valores de RPM en las siguientes columnas con las RPM separadas para el par máximo y RPM para el modo de ralentí colocado en la última columna.

- Para nuestro motor ejemplo, el incremento de RPM la establecemos como: 2060, 1800, 1500, 1200 y 850.
- En la simulación del proceso en el cilindro que se encuentra en la esquina superior izquierda de la tabla de modos de funcionamiento que se muestra en la Figura 1, seleccionamos "Especificar masa de combustible del ciclo, [g]".
- Un primer cálculo, en una primera aproximación del suministro de combustible por ciclo y cilindro de un motor de 4 tiempos y para la potencia máxima la haremos de acuerdo con la fórmula⁷⁻⁸:

$$m_f = \frac{SFC \cdot Power}{RPM \cdot i_{cicl} \cdot Z} \quad (1)$$

dónde: **SFC** es Consumo de combustible específico, (*specific fuel consumption*), en [g/kWh] que puede seleccionarse en la Tabla 1 en función del tipo de motor, **Power** la potencia del motor en [kW], **RPM** las revoluciones por minuto del cigüeñal en [min-1], **i_{ciclo}** el número de ciclos por revolución (1/2 para 4T y 1 para 2T) y **z** el número de cilindros.

- Insertaremos el valor suministrado de combustible por cíclico obtenido en la tabla "modo de operación" de la Figura 1. El suministro de combustible por ciclo para otros regímenes se especificará más adelante.

Tabla 1. Valor aproximado del SFC, consumo de combustible específico, (*specific fuel consumption*), y eficiencia del turbocompresor a potencia máxima para diferentes tipos de motores diésel.

Tipo de motor	SFC, g/kWh	η_{TC}
Motor para turismos ligeros	235 ÷ 245	0,47
Motor para camiones con D ≈ 130 mm y BMEP ≈ 12	230 ÷ 235	0,49
Motor pesado con D ≈ 130 mm y BMEP ≈ 16	225 ÷ 230	0,51
Locomotora diésel con D ≈ 230 mm y BMEP ≈ 17	208 ÷ 215	0,53 ÷ 0,6
Generador diésel con D ≈ 130 mm y BMEP ≈ 22	203 ÷ 208	0,53 ÷ 0,57
Motor de barco con BMEP ≈ 23	200 ÷ 210	0,58 ÷ 0,63

- En la primera aproximación, para el régimen de potencia máxima, ajustamos el tiempo de inyección de combustible entre 6 y 8 grados BTDC. (*Before Turbo Diesel Combustión*).
- Establecemos las condiciones del aire ambiente (temperatura del aire estándar para motores de aviación: T₀ = 288 K, para otros tipos de motores: 293 K o 298 K).
- Ajustamos las pérdidas de presión de entrada y la presión diferencial en el escape para el régimen de potencia máxima del motor. Las pérdidas máximas en el escape generalmente ocurren a plena potencia del motor y sobre 0,04 bar. Las pérdidas en la ingesta equivalen a 0,02 bar. Estas cantidades para otros regímenes se determinarán posteriormente.
- Establecemos en la primera aproximación el valor de presión antes de la turbina como igual o ligeramente menor que la presión después del compresor. La precisión del valor elegido solo afecta el tiempo de conteo. La presión antes de la turbina será determinada por el programa en un cálculo iterativo si se da el régimen de equilibrio de potencia de la turbina y el compresor. Este régimen se da por defecto.
- Ajustamos la eficiencia del turbocompresor η_{TC} para el régimen de potencia total basado en el valor de la Tabla 1. La eficiencia del compresor se puede calcular como:

$$\eta_c = \sqrt{\eta_{TC}} \quad (2)$$

La eficiencia para otros regímenes se especificará más adelante. No olvidar escribir en la línea de comentarios un rasgo característico de cada régimen de motor, esto ayudará en el futuro. En la Figura 1 se muestra una tabla de ejemplo de modos de funcionamiento. El software tiene una lógica interna y las ventanas y aparecen espacios de entrada necesarios solo si los datos relevantes son necesarios para el cálculo de un tipo de motor seleccionado.

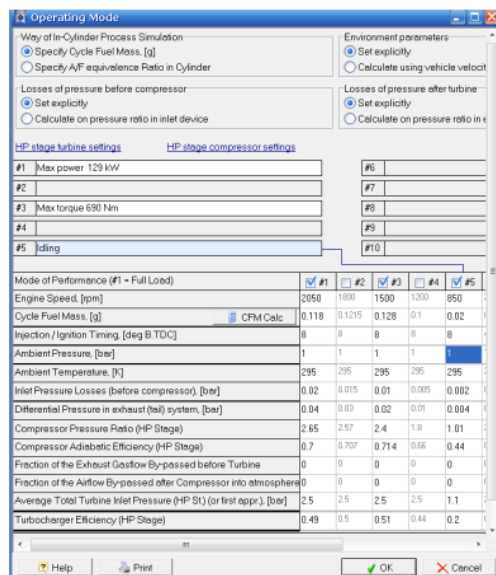


Figura 1. Tabla ejemplo de modos de funcionamiento- operación.

2.4 Configuración de la boquilla y la forma de la cámara de combustión.

El estudiante procederá a hacer clic en el comando y abrir la ventana Sistema de inyección de combustible-Cámara de combustión (*Fuel Injection System-Combustion Chamber*). En la ventana Diseño del tazón del pistón (*Piston Bowl Design*), comprobamos los ajustes de la configuración de la cámara de combustión e introducimos la configuración real de la cavidad del pistón para el motor investigado, si está disponible. Si no tenemos datos de configuración de la cavidad del pistón, comprobamos la precisión del diseño del pistón preseleccionado por el *asistente de creación de nuevos proyectos*. La forma óptima de la cámara de combustión depende del diámetro del cilindro y del grado de forzamiento del motor. A medida que aumentan el diámetro del cilindro y la presión media efectiva, BMEP (*Break Mean Effective Pressure*), la cavidad del pistón se vuelve más superficial y abierta. Véase Figura 2.

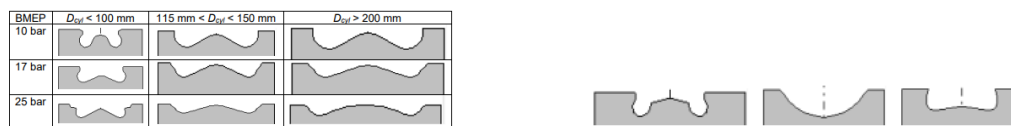


Figura 2 y 3. (2) El cambio de cavidad del pistón según diámetros de cilindro y BMEP. (3) Configuraciones alternativas de cámara de combustión para motores diésel atmosféricos con un diámetro de cilindro de hasta 120 mm y una presión de inyección de combustible de hasta 800 bar.

En los motores con bajo nivel de BMEP, el diámetro del cilindro de menos de 120 mm y las presiones de inyección de hasta 800 bar pueden tener cavidades profundas del pistón y configuraciones alternativas de cámara de combustión, como se muestra en la Figura 3. En la ventana Diseño del inyector (*Injector Design*), ajustar el diámetro de la boquilla y el número de orificios de la boquilla y su orientación en la cámara de combustión. En los modernos motores diésel de alta velocidad con un diámetro de cilindro inferior a 150 mm y una presión de inyección de 1000 bar o superior, el diámetro del orificio de la boquilla puede reducirse en $0,1 \div 0,15$ mm y el número de orificios de la boquilla puede aumentar a 6 o 7. La mejor y óptima orientación del orificio de la boquilla es la que garantiza la longitud máxima del desarrollo del chorro antes de que este incida contra la pared cambiando el ángulo de pulverización α .

2.5 Características de la inyección. Exactitud.

Procederá a clicar el comando y abrir la ventana Sistema de inyección de combustible-Cámara de combustión. Seleccionar la pestaña Perfil de Inyección (*Injection Profile*) y para el Modo1 establecemos la misma masa de combustible cíclico que la de la ventana Modo de funcionamiento (*Operating Mode*). Si los datos sobre las características de la inyección están disponibles, los configuramos en el gráfico mostrado. Si los datos no están disponibles, simplemente dejamos la característica de inyección como predeterminada o especificuella como se

recomienda para diferentes sistemas de inyección de combustible que se muestran en la Figura 4. Ajustamos la duración de la inyección de combustible de tal manera que la presión máxima de inyección p_{inj} corresponda al sistema de suministro de combustible de un motor dado, como se muestra en la tabla de la Figura 4.

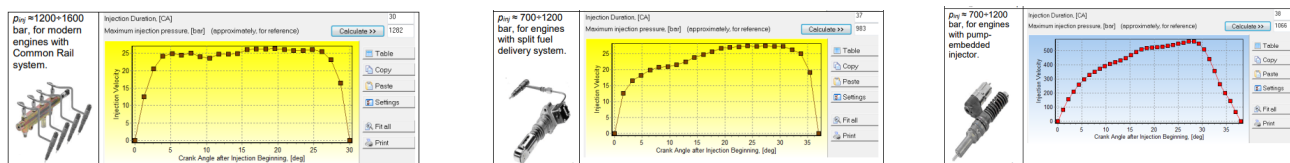





Figura 4. Características de inyección de combustible para diferentes sistemas de suministro de combustible.

En dicha Figura 4, la escala de velocidad de inyección en el eje Y es condicional. Nuestro motor ejemplo tiene un sistema de suministro de combustible “**common rail**”, por lo tanto, para este motor para las características de inyección de combustible debemos seleccionar la primera opción en la figura. La presión de inyección se ajusta a 1550 bar.

2.6 Cálculo del modo de potencia máxima.

Se procederá a hacer clic en el comando  que inicia el cálculo y posteriormente el comando , *ICE Simulación*, (solo se debe activar el modo para obtener la máxima potencia). Para verificar la exactitud de los datos de entrada, realizamos el primer cálculo para un modo de "Potencia máxima, (*Maximum power*)", se obtienen los siguientes resultados: (1) La tabla de parámetros integrales, (2) Gráficos 1D de varios parámetros frente al tiempo (grado de ángulo del cigüeñal) y (3) Visualización de la pulverización en la cámara de combustión. Para investigar los modos de funcionamiento individuales, también se pueden utilizar las opciones de optimización y escaneo 1D y 2D. En el caso de calcular las características del motor (si dos o más modos están marcados con una marca en la tabla de la Figura 1, los resultados de salida del motor se representan gráficamente frente a las RPM. La optimización y el escaneo para varios modos simultáneamente no es posible. Por lo tanto, al principio, el análisis se realizará para cada modo individual y luego se pueden determinar todas las características de rendimiento del motor.

2.7 Análisis de los parámetros del modo de potencia máxima.

Se utilizarán los siguientes comandos  para ver los parámetros integrales del motor y para ver los resultados en formato gráfico 1D: la velocidad de liberación de calor, los parámetros de intercambio de gases, los resultados del escaneo, las características del motor, etc. Los resultados del cálculo se pueden ver e imprimir en la sección Resultados. Al calcular las características del motor, no se muestra la tabla de indicadores integrales. La tabla solo se utiliza para mostrar los parámetros del motor en un modo individual. Para trazar y ver las características del motor, utilice el comando de vista 1D o la opción “Resultados => Rendimiento del motor”. Para construir las funciones enumeradas en el panel izquierdo, seleccionamos el parámetro y lo arrastramos con el comando izquierdo del ratón en uno de los paneles del lado derecho de la pantalla.

- Comprobar el valor del factor de exceso de aire α obtenido en el cálculo de la potencia total. Para el gasóleo de transporte debe estar dentro de $\alpha = 1,75 \div 2,05$ y para el generador diésel $\alpha = 2 \div 2,2$.

Si no se disponemos de datos actuales y α excede los límites especificados, corrijamos la presión de sobrealimentación. La eficiencia volumétrica η_v debe estar en el rango de $0,93 \div 0,98$.

- Comprobar el cálculo de la duración de la combustión φ_z . El valor debe estar dentro de $70 \div 90$ grados. El tiempo de combustión se puede ajustar mediante el valor "y" en la ventana "Configuración del modelo RK, (*RK-model settings*)". Si es difícil elegir los coeficientes empíricos, deje la configuración predeterminada dada en el Asistente de creación de nuevos proyectos.

2.8 Optimización del tiempo de inyección a la máxima potencia.

Seleccionar Escaneo 1D: *Optimization => Scanning => Radio button 1D scanning*. Posteriormente seleccionar un argumento para escanear: *Theta_i (Injection Timing)*. Haga clic en el comando [\gg] y en la ventana que aparece, inserte: (1) Valor mín Θ_i : 4 grados BTDC, (2) Valor máx. Θ_i : 12 grados BTDC, (3) Número de puntos de cálculo: 5. Aceptar, cerrar la ventana y realizar el escaneo. Como resultado, trace la P_{eng} de potencia efectiva [kW] frente a la sincronización de inyección Θ_i y también la presión máxima del cilindro p_{max} [bar], la tasa máxima de aumento

de presión $dp / d\theta$ [bar / grado] y el consumo específico de combustible SFC [kg / kWh] frente a la θ_i de sincronización de inyección, como se muestra en la Figura 5.

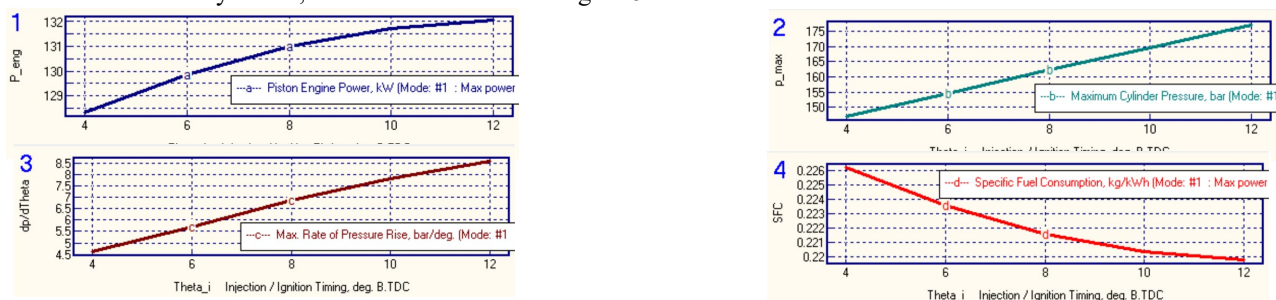


Figura 5. Dependencia de la potencia efectiva P_{eng} , la presión máxima del cilindro p_{max} [bar], la tasa de aumento de presión $dp/d\theta$, y el consumo específico de combustible SFC [kg/kWh] en la inyección de combustible θ_i en modo de máxima potencia. Características de inyección de combustible para diferentes sistemas de suministro de combustible.

El estudiante elegirá el ángulo de sincronización de inyección óptimo guiado por las siguientes consideraciones: (1) La presión máxima de ciclo para un motor de transporte con BMEP ≈ 16 no debe exceder los 170 bar: $p_{max} < 170$ bar, (2) El consumo de combustible debe ser mínimo $SFC = \rightarrow MIN$, (3) La velocidad de aumento de presión no debe exceder el límite: $dp/d\theta < 6.0 \div 6.5$ bar/deg.


Para satisfacer estas condiciones debe seleccionar 7 grados BTDC. El ángulo óptimo de sincronización de inyección en el modo de potencia máxima es $\theta_i = 7$ grados BTDC.

Corregir este resultado como óptimo e inserte $\theta_i = 7$ grados BTDC, como condición inicial, en la tabla Modo de funcionamiento de la Figura 1. La potencia en dicho momento de inyección puede exceder el valor requerido de 134 kW. En tal caso, para reducir la potencia, ajuste el suministro de combustible cíclico para que la potencia calculada corresponda al valor requerido. Para calcular el suministro de combustible cíclico por cilindro, se utiliza la siguiente ecuación⁷⁻⁸⁻⁹:

$$m_f = \frac{SFC \cdot Power}{RPM \cdot i_{ciclo} \cdot Z}; m_f = \frac{215,29 \left(\frac{g}{kW \cdot h} \right) \cdot 134(kW)}{60 \left(\frac{min}{h} \right) \cdot 2060 \left(\frac{1}{min} \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot 4}; m_f = 0.1167(g) \quad (4) \quad (3) \quad (3)$$

Insertar este valor $m_f = 0,1167$ (g) en la tabla Modo de funcionamiento que se muestra en la Figura 1.

2.9 Cálculo del par máximo.

Ajustar la masa de combustible del ciclo [g] en modo de funcionamiento  (Figura 1) para el régimen de "Par Máximo (Maximum Torque)" utilizando la proporción¹⁰:

$$m_{f.Tmax} = m_{f.Pmax} \cdot \frac{T_{max}}{T_{P.max}} \cdot 0,97; m_{f.Tmax} = 0.1167 \cdot \frac{687}{600} \cdot 0,97; m_{f.Tmax} = 0.1296(g) \quad (4)$$

dónde: **0.97** es el coeficiente que tiene en cuenta la relación entre el consumo efectivo específico de combustible en el modo de par máximo y en el modo de potencia máxima, **T_{max}** es el parámetro que designa el modo de par máximo, **P_{max}**, parámetro que designa el modo de potencia máxima y **T**, es el par.

Los motores modernos suelen utilizar un impulso controlado. La relación de presión de compresión PRC_{Tmax} en régimen de par máximo se puede calcular como:

$$PRC_{Tmax} = 0.905 \cdot PRC_{Pmax} \quad (5)$$

donde: **PRC_{Tmax}**, es la relación de presión de compresión en régimen de par máximo, **PRC_{Pmax}**, relación de presión de compresión en régimen de potencia máxima y **0.905**, coeficiente empírico, cambia según método de control de impulso.

La eficiencia del turbocompresor en régimen de par máximo supera la del régimen de potencia máxima entre un 1 \div 2%. La pérdida de presión en el escape y la admisión en régimen de par máximo es la mitad de la de la potencia máxima. La presión inicial antes de la turbina se puede ajustar como 0.9 PRC_{Tmax} . Establezca estos valores en la tabla Modo de funcionamiento de la Figura 1. Establezca las características de inyección para el régimen de par máximo por analogía con el Paso 5, ver arriba. Se puede suponer que la presión máxima de inyección en este régimen es la misma que en el

régimen de potencia máxima si el motor tiene instalado un sistema de combustible common rail; De lo contrario, la presión máxima de inyección en el régimen no nominal puede estimarse mediante la ecuación:

$$P_{inj} = P_{inj.pmax} \left(\frac{RPM}{RPM_{pmax}} \right)^{1.244} \quad (6)$$

donde: P_{inj} , es a presión máxima de inyección en régimen no nominal y $P_{inj.pmax}$, es la presión máxima de inyección en régimen de máxima potencia.

2.10 Optimización de la sincronización de inyección de combustible al par máximo

Seleccionar Escaneo 1D: *Optimisation => Scanning => Radio button 1D scanning*. Posteriormente seleccionar un argumento para escanear: *Theta_i (Injection Timing)*. Haga clic en el comando [\gg] y en la ventana aparece, inserte: (1) Valor mínimo Θ_i : 4 grados antes del BTDC, (2) Valor máx. Θ_i : 12 grados antes del BTDC, (3) Número de puntos de cálculo: 5.

El estudiante procederá a cerrar la ventana haciendo clic en el comando aceptar y realizar el escaneo.

Como resultado, trace el Θ_i de consumo de combustible específico SFC [kg/kWh] frente a la sincronización de inyección, y también la presión máxima del cilindro p_{max} [bar] y el par máximo [Nm] frente a la Θ_i de sincronización de inyección, como se muestra en la Figura 6. Eligir momento óptimo de inyección de combustible en función de las siguientes consideraciones: (1) La presión máxima del ciclo para un motor de transporte con BMEP \approx 16 no debe exceder los 170 bar: p_{max} MIN y (2) El consumo de combustible debe ser mínimo SFC = > MIN.

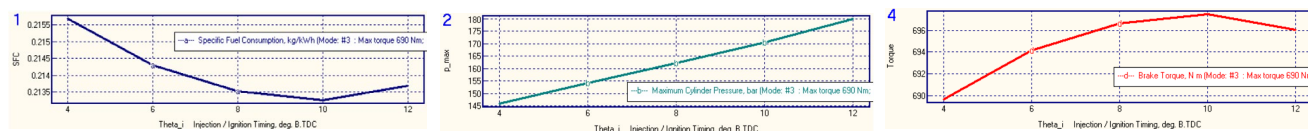


Figura 6. Dependencia del consumo específico de combustible SFC [kg/kWh], la presión máxima del cilindro p_{max} [bar] y el par en la sincronización de inyección de combustible Θ_i en régimen de par máximo.

El análisis de los datos de la Figura 6 muestra⁸ que el ángulo óptimo de sincronización de inyección con el par máximo es $\Theta_i = 8$ grados BTDC. (Aunque para $\Theta_i = 10$ grados BTDC el consumo de combustible es menor, pero la presión máxima del cilindro es casi 10 bar más alta. Para el factor de diseño del motor de seguridad y confiabilidad, se elige $\Theta_i = 8$ grados BTDC. Corregir este resultado como óptimo, es decir, $\Theta_i = 8$ grados BTDC, e introdúzcalos en la tabla Modo de funcionamiento en la Figura 1.

En este ejemplo, el par en el punto óptimo es de 697 Nm. Para llevar el par al nivel requerido de 687 Nm, la masa de combustible del ciclo m_f debe reducirse a:

$$m_{f.Tmax} = 0.1296 \cdot \frac{687}{697}; \quad m_{f.Tmax} = 0.1277(g) \quad (7)$$

3. RESULTADOS

La combinación del Software Diésel-RK, junto con los conocimientos adquiridos en clase por el alumno es una opción real para la supervisión, control y adquisición de datos en la motorización real. La simplicidad del software y su libre disposición hace que pueda ser utilizada como herramienta de aprendizaje para el alumnado del Grado de Mecánica en la asignatura de tercer curso, “*Diseño de Equipos y Sistemas Térmicos*”. Además, ayudará a consolidar a las/os estudiantes los contenidos de las materias relacionadas con la tecnología y la motorización, mejorando sus competencias y aprendizaje. Como resultado del desarrollo de este proyecto-tutorial se espera fomentar:

- La capacidad de resolución de problemas de forma autónoma, mediante el razonamiento crítico, la creatividad, así como la capacidad de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el ámbito tecnológico y en las áreas de conocimiento de Máquinas y Motores Térmicos, así Tecnología del Medio Ambiente.
- Competencias y capacidades del equipo docente en el diseño de estrategias de aprendizaje activo apoyándose en los laboratorios y en el equipo tecnológico disponible, utilizando las TIC, en titulaciones grados y másteres ingeniería.
- La competencia del diseño, desarrollo, análisis y mejora de máquinas y motores de combustión. Fomentando también la capacidad de tomar decisiones según los resultados obtenidos preparando a las/-os estudiantes para el ámbito laboral.

4. CONCLUSIONES

El desarrollo de este proyecto y el uso del Software Diésel-RK puede permitir el desarrollo de nuevos proyectos de investigación, así como ayudar a los estudiantes de ingeniería en su aprendizaje. Por lo que, a través de este sistema, es posible introducir a los estudiantes de ingeniería el funcionamiento de esta tecnología utilizada normalmente como una herramienta muy potente, en diferentes campos, como el control de las emisiones de carbono y su disminución en las máquinas y motores térmicos y en consecuencia para la mitigación del cambio climático. La implementación de este tipo de enseñanza hace que se promueva entre el alumnado pensamiento crítico, computacional, y científico. Además, aporta valor a los futuros ingenieros al enfrentarlos a buscar soluciones a problemas reales que pueden encontrarse en su carrera profesional, fomentando la capacidad reaccionar y buscar alternativas ante resultados inesperados. Se promueve el trabajo en equipo, al trabajar en grupos heterogéneos y multidisciplinares donde cada alumna/o aportará sus conocimientos, habilidades y recursos propios. Por otro lado, gracias a su fácil implementación favorece la cooperación entre diferentes entidades, como otras universidades, grupos de investigación o empresas privadas.

Financiación: Este proyecto es financiado en parte por los fondos europeos Next Generation EU (NGEU) bajo el “Real Decreto 641/2021, de 27 de julio, por el que se regula la concesión directa de subvenciones a universidades públicas españolas para la modernización y digitalización del sistema universitario español en el marco del plan de recuperación, transformación y resiliencia (UNIDIGITAL) - Proyectos de Innovación Educativa para la Formación Interdisciplinar (PIEFI) - Línea 3. Contenidos y programas de formación” en el seno del Proyecto de Innovación Educativa “Laboratorios como entornos de trabajo para el aprendizaje activo y colaborativo mediante el diseño, desarrollo, construcción, utilización y el rediseño de equipos y dispositivos para su aplicación en las prácticas” (PIE 2022-60)”.

REFERENCIAS

- [1] Kuleshov, A., Mahkamov, K., Kozlov, A., Fadeev, Y., “Simulation of dual-fuel diesel combustion with multi-zone fuel spray combustion model”. ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2014- 5700, October 19-22, 2014, Columbus, IN, USA, 14 p.
- [2] Grekhov, L., Mahkamov, K., Kuleshov, A., “Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovative Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software”. JSAE Paper No: 20159328 SAE Paper No 2015-01-1859. – 2015, 17 p.
- [3] Kuleshov, A., “Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI Diesel engines over whole operating range”. SAE Tech. Pap. Ser. – 2005. – N 2005-01-2119. – P. 1-16.
- [4] Kuleshov, A. “Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection”. SAE Tech. Pap. Ser. – 2006. – N 2006-01-1385. – P. 1-17.
- [5] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // SAE Tech. Pap. Ser. – 2007. – N 2007-01-1908. – P. 1-17. doi:10.4271/2007-01-1908
- [6] Kuleshov, A., “Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level”. SAE Tech. Pap. Ser. – 2009. – N 2009-01-1956. – P. 1-21.
- [7] Kuleshov, A., Mahkamov, K., “Multi-zone diesel fuel spray combustion model for the simulation of a diesel engine running on biofuel”. Proc. Mechanical Engineers. – 2008. –Vol. 222, Part A, Journal of Power and Energy. – P. 309-321
- [8] Kuleshov, A., Grekhov, L. Multidimensional Optimization of DI Diesel. Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed. Chemistry NOx Formation Model // SAE Paper No 2013-01-0882. – 2013, 20 p.
- [9] Grekhov, L., Mahkamov, K., Kuleshov, A. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovative Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software // JSAE Paper No: 20159328 SAE Paper No 2015-01-1859. – 2015, 17 p.
- [10] Kuleshov, A., Kozlov, A., and Mahkamov, K., "Self-Ignition Delay Prediction in PCCI Direct Injection Diesel Engines Using Multi-Zone Spray Combustion Model and Detailed Chemistry," SAE Technical Paper 2010-01- 1960, 2010, doi:10.4271/2010-01-1960.