



UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

Memoria de Título

Modelado y Control de Inyección de Hidrógeno para Control de Combustión en Motor Diesel

Tesis para optar al grado/título de
Ingeniero Civil Electrónico

Alumno
Felipe Ignacio Cruz Morales

Guía de Memoria/Profesor Supervisor
Hector Ramirez Estay

Profesor Co-Referente
German Amador

4 de diciembre de 2023, Valparaíso, Chile

AGRADECIMIENTOS

Expreso mi profunda gratitud a mi familia y amigos, que me acompañaron en esta preciosa etapa. También a los profesores Héctor y Germán, por su tremenda disposición ante este trabajo.

RESUMEN

El cambio climático es una triste realidad que durante las últimas décadas ha impulsado el desarrollo de tecnologías que mejoren la calidad y disminuyen el impacto de los agentes contaminantes. Gran parte de la contaminación del aire es generada por motores de combustión interna, debido a esto los vehículos híbridos adquieren cada vez más protagonismo. El modelo y control de inyección directa de hidrógeno en moto diesel es un aporte a esta tecnología emergente que aparece cada vez mas como una alternativa para disminuir las emisiones en contextos donde el motor de combustión interna sigue destacando por sobre los vehículos eléctricos.

El trabajo consta de tres objetivos principales, el primero es obtener un modelo matemático de un vehículo operando con un motor diesel que relacione un régimen de velocidad de entrada con los parámetros de interés como la velocidad angular de motor, el torque y la potencia en la salida, esto mediante ecuaciones matemáticas que permitan modelar el flujo de energía en el funcionamiento del automóvil. El segundo es modelar la inyección directa de hidrógeno mediante un controlador de flujo másico, el que se encarga de suministrar de un flujo óptimo de hidrógeno a los inyectores, que inyectan directa y constantemente el combustible en los cilindros. Finalmente se desarrolla un control basado en parámetros de consumo de combustible y sustitución parcial del mismo para poder integrar cada una de las partes y evaluar el ahorro energético.

El enfoque matemático del movimiento del vehículo se basa en las curvas características del motor, estableciendo una relación inicial entre la velocidad lineal del vehículo y la velocidad angular del motor. Este proceso se lleva a cabo teniendo en cuenta el tamaño del vehículo, las especificaciones de la transmisión y las relaciones de marcha actuales. Posteriormente, se emplean las curvas características para obtener información sobre el torque, la potencia y el consumo de combustible en función de la velocidad angular del motor.

Los resultados respaldan la inyección directa de hidrógeno como una alternativa importante en la transición hacia la electromovilidad. Incluso con pequeños porcentajes de sustitución parcial, como el 57 %, es capaz de reducir en casi un 10 % el consumo de diesel en comparación con el ciclo de combustión normal. Considerando que este tipo de combustión híbrida puede lograr resultados prometedores con valores de sustitución de hasta el 25 % o 30 %, el modelo matemático y, en particular, el diagrama de control propuesto, se convierten en herramientas sumamente útiles para el futuro desarrollo de esta tecnología.

Palabras Claves

Modelado, Control, Inyección directa de hidrógeno, Motor de combustión interna.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	I
RESUMEN	II
ÍNDICE DE FIGURAS	V
ÍNDICE DE TABLAS	VII
SIMBOLOGÍA	VIII
1. INTRODUCCIÓN	1
2. MOTOR DIESEL	5
2.1. Diesel	5
2.2. El motor de combustión interna	6
2.3. Operación y comportamiento de los motores de combustión interna	8
2.3.1. Ciclos de combustión	8
2.3.2. Sistemas de inyección	9
2.4. Curvas características de los motores	9
2.4.1. Curva de Torque	10
2.4.2. Curva de Potencia	10
2.4.3. Curva de Consumo Especifico de Combustible	11
2.4.4. Modelos Matemáticos y Ajuste de Curvas	11
2.5. Modelo Matemático de un motor diésel	12
3. INYECCIÓN DE HIDRÓGENO	21
3.1. Hidrógeno	21
3.2. Combustión híbrida	23
3.3. Controlador de flujo másico GFC Aalborg	25
3.4. Modelo matemático de un controlador de flujo másico	27
4. CONTROLADORES	31
4.1. Régimen de velocidad	32
4.2. Modulo generador de referencia	32
4.3. Control de inyección de hidrógeno	34
4.4. Ahorro energético	38

5. VALIDACIÓN DEL DIAGRAMA DE CONTROL	40
5.1. Obtención de datos	41
5.2. Procesamiento de datos	42
5.3. Simulación y comparación de resultados	44
CONCLUSIÓN	46
BIBLIOGRAFÍA	48
ANEXO A	50

Índice de figuras

1.1. Composición del total de emisiones al aire por tipo de fuente, 2019, Informe RETC 2021	2
1.2. Emisiones de dióxido de carbono (CO ₂) por tipo de fuente desagregadas por región, 2019. Informe RETC 2021	3
2.1. Motor de combustión interna	6
2.2. Componentes principales del motor de combustión interna	7
2.3. Ciclo de combustión de cuatro tiempos	8
2.4. Curvas características de torque (o par), potencia y consumo específico de combustible	10
2.5. Curvas características de torque y potencia interpoladas	13
2.6. Valores discretos de inyección	14
2.7. Mapa continuo de inyección	14
2.8. Velocidad angular en función de la velocidad angular del motor	19
2.9. velocidad de avance y consumo de combustible en función del tiempo	20
2.10. Torque y Potencia del motor Cummins ISB PU385	20
3.1. Funcionamiento del motor de hidrógeno	22
3.2. Sistema de combustible dual de inyección directa de hidrógeno y diésel desarrollado en la universidad UNSW	23
3.3. Motor de combustión interna alternativo adaptado con un sistema de inyección dual de hidrógeno y diésel desarrollado en la universidad de UNSW	24
3.4. Gass Mass Flow Controller Aalborg	26
3.5. Flujo de hidrógeno (utilizando la función F) para una característica de flujo lineal (figura izquierda) y una característica de flujo de raíz cuadrática (figura de la derecha)	28
3.6. Flujo de hidrógeno (utilizando la función G) para una característica de flujo lineal (figura izquierda) y una característica de flujo de raíz cuadrática (figura de la derecha)	28
3.7. Función característica del controlador de flujo másico	29
3.8. Respuesta escalón del modelo de la válvula	30
4.1. Configuración del modelamiento de inyección y control de combustión	31
4.2. Función generadora de referencia	33
4.3. Inyección de hidrógeno en función de la velocidad (Torque = 0 Nm)	33

4.4. Inyección de hidrógeno en función de la velocidad (evaluado en distintos valores de torque)	34
4.5. Lazo cerrado de control PID	34
4.6. Estructura de comando feedback de Matlab	37
4.7. Señal de referencia y salida del lazo cerrado de control de inyección de hidrógeno	38
4.8. Inyección de Diesel e Hidrógeno en función del tiempo	39
4.9. Comparación de consumo acumulado de diesel combustión normal e híbrida	39
5.1. Nuevo ciclo europeo de conducción	41
5.2. Masa de hidrógeno inyectada obtenida experimentalmente	43
5.3. Masa de hidrógeno inyectada (filtrada)	43
5.4. Inyección instantánea de hidrógeno al motor (figura de la izquierda corresponde a la señal original, la de la derecha corresponde a la señal filtrada)	44
5.5. Respuesta del sistema al nuevo ciclo de conducción europeo	45
5.6. Respuesta del sistema al segundo ciclo ECE-15	45

Índice de tablas

2.1. Valores discretos de curvas de torque y potencia	12
2.2. Fragmento de mapa de combustible para motor Cummins ISB PU385 (primer cuarto)	14
2.3. Parámetros de entrada del modelo matemático	15
2.4. Especificación de parámetros de entrada del modelo matemático	18
3.1. Características válvula Alborg GFC 67	27
3.2. Parámetros utilizados para modelar el flujo en función de la posición de una válvula	29
4.1. Parámetros utilizados para el diseño de control PID de inyección de flujo máscico de hidrógeno	36
4.2. Ahorro en kg de diesel en función del porcentaje de sustitución	39
5.1. Datos recolectados por el Grupo de Investigación de Motores y Combustibles Alternativos	42
2. Primera parte de la tabla.	50
3. Segunda parte de la tabla.	51

SIMBOLOGÍA

Matrices

C : Mapa de consumo específico de combustible, $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{n \times n}$

Vectores

T : Vector curva de torque, $\mathbf{T} = [t_1 \ t_2 \ \dots \ t_n]^T$

P : Vector curva de potencia, $\mathbf{P} = [p_1 \ p_2 \ \dots \ p_n]^T$

RPM : Vector de velocidad angular para curvas, $\mathbf{RPM} = [rpm_1 \ rpm_2 \ \dots \ rpm_n]^T$

nk : Vector de relaciones de transmisión, $\mathbf{nk} = [nk_1 \ nk_2 \ \dots \ nk_6]^T$

wms : Velocidad angular del modelo, $\mathbf{wms} = [wms_1 \ wms_2 \ \dots \ wms_n]^T$

P_m : Potencia del modelo, $\mathbf{P}_m = [pm_1 \ pm_2 \ \dots \ pm_n]^T$

T_m : Torque del modelo, $\mathbf{T}_m = [tm_1 \ tm_2 \ \dots \ tm_n]^T$

C_m : Consumo acumulado de combustible del modelo, $\mathbf{C}_m = [cm_1 \ cm_2 \ \dots \ cm_n]^T$

tt : Vector tiempo del modelo (régimen simple de velocidad), $\mathbf{tt} = [t_1 \ t_2 \ \dots \ tt_n]^T$

Escalares

T : Torque

P : Potencia

F : Fuerza

d : Distancia

v : Velocidad

w : Velocidad angular

n : Revoluciones por minuto

w₁ : Limite inferior de velocidad para el cambio de marcha

w₂ : Limite superior de velocidad para el cambio de marcha

h_{trueda} : Altura suelo a rin de la rueda del vehículo

m_{neta} : Masa neta del vehículo

nd : Factor del diferencial que usa el modelo

etha : Eficiencia de la transmisión

%ds : Porcentaje de sustitución

INTRODUCCIÓN

Las ultimas décadas han estado llenas de descubrimientos, que han mantenido a la sociedad en constante cambio y abriendo continuamente las puertas para nuevos desafíos, pero sin duda, uno de los principales es el cambio climático.

El cambio climático, definido por la ONG Manos Unidas como, las alteraciones del clima y las temperaturas de la tierra que afecta a los ecosistemas y origina cambios que, directa o indirectamente, son producidos por la actividad humana. Es en gran parte el excesivo aumento de los gases de efecto invernadero lo que contribuye a la variación y deterioro de la capa de ozono [1]. Los gases de efecto invernadero son todos aquellos gases que, sean emitidos de forma natural o por la actividad humana, se acumulan en la atmósfera de la tierra y absorben la energía infrarroja del sol.

Los principales gases de efecto invernadero son el vapor de agua, el metano (CH_4), el oxido nitroso (N_2O), los clorofluorocarbonatos (CFS) y, el más importante, el dióxido de carbono (CO_2), ya que es el que más se asocia a la actividad humana. Su concentración en la atmósfera se debe al uso de combustibles fósiles para procesos industriales y medios de transporte. Su emisión procede de los proceso de combustión (petroleo, carbón, madera), erupciones volcánicas o incendios forestales [2].

En general cambio climático es un fenómeno ambiental de profundas consecuencias económicas y sociales, cuyo impacto repercute en gran medida en la sequía, falta de agua potable y aumento de desastres naturales. Una consecuencia de esto es que parte de la población se ha enfocado en desarrollar tecnología que disminuyan la producción de gases invernadero, sobre todo, del que se produce de manera menos responsable, el CO_2 . Como se menciona anteriormente, gran parte de este gas se genera mediante el uso de combustibles fósiles, y es que gran parte de la energía del mundo procede de estos materiales formados hace cientos de millones de años.

Ahora bien, ¿qué son los combustibles fósiles y de donde surgen?. Estas fuentes de energía utilizadas actualmente fueron formadas por plantas y otros organismos en descomposición, enterrados bajo capas de sedimentos y rocas, que luego de milenios se convierten en depósitos ricos en carbono que ahora llamamos combustibles fósiles [3]. Estos combustibles no renovables proporcionan electricidad, calor y transporte, suministrando aproximadamente el 80 % de la energía mundial.

Un factor crítico cuando se habla de calentamiento global y combustibles fósiles son los vehículos, de hecho, según el informe consolidado del RETC del 2021 las emisiones de CO_2 correspondientes a “transportes en ruta” equivalen a un 15 % de las emisiones totales (92.910.075 toneladas)(figura 1.1). Este informe reúne información de dos fuentes principales, las puntuales, conformadas por establecimientos que declaran sus emisiones, y las no puntuales, la que considera las emisiones de leña residencial, incendios urbanos, forestales, quemadas agrícolas y transporte en ruta obtenidas desde instituciones como CONAF, INE, SECTRA, Carabineros de Chile, Ministerio de Transportes y Telecomunicaciones y Ministerio de Energía. [4]

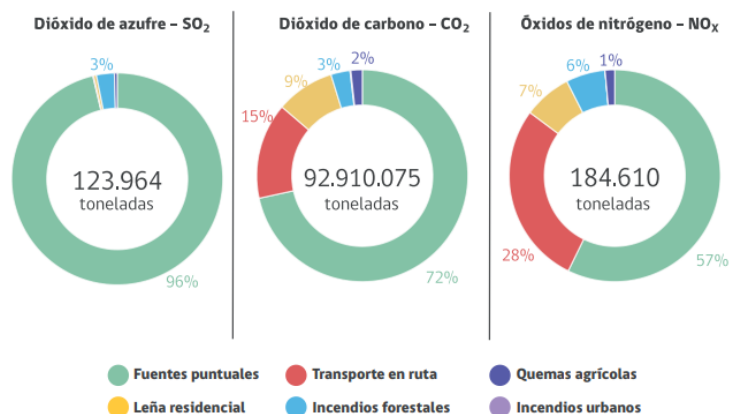


Figura 1.1: Composición del total de emisiones al aire por tipo de fuente, 2019, Informe RETC 2021

Este 15 % podría parecer insignificante, pero al considerar que las emisiones que no corresponden a fuentes puntuales son un 28 % del total, resulta crucial destinar recursos a reducir estas emisiones. El informe RETC detalla aún más la información de las emisiones de dióxido de carbono, una información clave se presenta en la figura 1.2, donde se aprecian las emisiones de CO_2 generadas por tipo de fuente desagregadas por región el año 2019, el fenómeno particular que ocurre en la región Metropolitana de Santiago (y en muchas capitales del mundo) es que las emisiones generadas (de CO_2) por “transportes en ruta” corresponden a más de la mitad de las totales, esto debido a factores demográficos y geográficos que pueden ser estudiados en mucho más detalle en otro documento que tenga otro alcance. Es esta realidad la que genera que un sector de las nuevas tecnologías enfocadas en disminuir las emisiones de CO_2 se enfoca en desarrollar vehículos de combustión híbrida. Los primeros vehículos eléctricos datan de la segunda mitad del siglo XIX, lamentablemente una dura competencia contra los motores de combustión interna frenaron su desarrollo tempranamente. Actualmente, y gracias a marcas como TOYOTA que incursionó nuevamente en un modelo híbrido, las ventas de vehículos con energías alternativas superan año tras año sus ventas desde que se considera este tipo de alimentación como una alternativa comercial [5].

En este marco se encuentran un sin fin de proyectos y tecnologías, buscando reducir las emisiones de gases de efecto invernadero mediante el desarrollo de vehículos híbridos, los que contribuyen a mitigar el impacto ambiental al disminuir reducir el consumo de combustible y las emisiones de gases contaminantes. En Chile poco a poco surgen grupos

dedicados a desarrollar este tipo de tecnologías, estudiando los efectos de la inyección de combustibles alternativos en los motores convencionales de combustión interna y, en este contexto, el modelamiento matemático de los motores desempeña un papel crucial. Los motores son componentes clave en los vehículos y son responsables de transformar la energía a movimiento. [6]

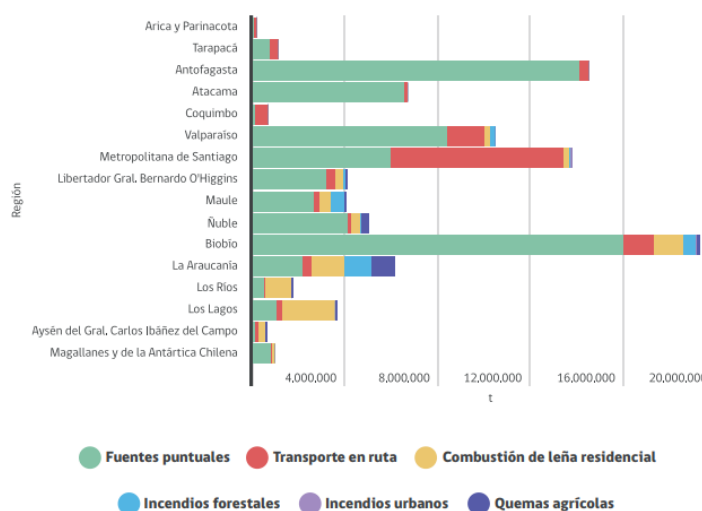


Figura 1.2: Emisiones de dióxido de carbono (CO₂) por tipo de fuente desagregadas por región, 2019. Informe RETC 2021

El modelamiento matemático de los motores permite simular y analizar el comportamiento en diferentes condiciones de funcionamiento. Al formular ecuaciones que describen los procesos termodinámicos de combustión y flujo dentro del motor, es posible predecir su rendimiento, consumo de combustible y emisiones. Estos modelos pueden considerar factores como la relación aire-combustible, la geometría del motor, la eficiencia de combustión y otros parámetros relevantes.

Al utilizar herramientas de simulación basadas en modelos matemáticos, los investigadores y diseñadores pueden explorar diferentes configuraciones y estrategias de control para mejorar la eficiencia y reducir las emisiones de los motores. Esto incluye el desarrollo de tecnologías como la inyección directa de combustible, la recirculación de gases de escape, la optimización de la sincronización de válvulas y el uso de sistemas híbridos o eléctricos. Además, el modelamiento matemático permite estudiar el impacto de combustibles alternativos en el rendimiento y las emisiones de los motores. Esto incluye el análisis de mezclas de biocombustibles, gases sintéticos o hidrógeno, entre otros. Al comprender cómo estos combustibles interactúan con el motor y afectan los procesos de combustión, se pueden desarrollar estrategias de uso más eficientes y sostenibles basados en las propiedades de cada combustible.

En resumen, el modelamiento matemático de los motores es esencial para abordar el desafío del cambio climático y reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Permite simular y optimizar el rendimiento de los motores, analizar el impacto de combustibles alternativos y desarrollar tecnologías más eficientes y limpias. Al utilizar esta herramienta, es posible avanzar hacia un futuro de transporte más sostenible y respetuoso con el medio

ambiente. Es específicamente este uno de los objetivos principales de este trabajo de memoria, construir un modelo matemático de un motor de combustión interna basado en ecuaciones que describen el proceso de transformación de energía que realiza el motor.

El segundo objetivo de este trabajo consiste en utilizar el modelado matemático del motor de combustión interna para representar el proceso eficiente de inyección de hidrógeno en motores convencionales. Este proceso es fundamental en la conversión de motores Diesel a motores híbridos. La inyección eficiente de hidrógeno requiere la creación de un modelo matemático de una válvula que inyecta hidrógeno en función de una señal de entrada y un sistema de control que permita regular la cantidad de hidrógeno inyectado en el motor, con el fin de lograr un óptimo aprovechamiento del combustible alternativo.

El modelo desarrollado utilizará las curvas características del motor de combustión interna para simular la transferencia de energía en el rango de velocidad y torque que los fabricantes de vehículos garantizan. La cantidad de hidrógeno que se inyectará se calculará mediante la sustitución proporcional del diésel consumido por el vehículo, el cual se puede obtener a través de pruebas y representar en función de la velocidad y el torque del motor. Dado que las curvas características generalmente se proporcionan con un porcentaje máximo de aceleración, el objetivo principal del modelo es comprender el comportamiento del vehículo en un régimen de velocidad sencillo, es decir, entender cómo responde el vehículo cuando se le exige acelerar hasta cierta velocidad.

MOTOR DIESEL

2.1. Diesel

El combustible Diesel debe su origen a Rudolf Diesel, científico alemán que estaba investigando sobre un combustible para el motor de encendido por compresión que el mismo creó en el año 1882. El Diesel corresponde a un hidrocarburo líquido compuesto por parafinas y se obtiene por un proceso de destilación del petróleo a una temperatura que oscila entre 200 y 400 °C. Su composición química se fundamenta en tres cuartas partes de hidrocarburos saturados y una cuarta parte de aromáticos, siendo mucho más fácil de elaborar que la gasolina, lo que implica que su precio no sea tan elevado, de igual forma, los motores Diesel son también más baratos que otro tipo de motor [7].

Existen diferentes tipos de Diesel y se utilizan en diversas aplicaciones, entre ellas destacan la movilidad y la calefacción. Las denominaciones de los tres tipos de Diesel A, Diesel B y Diesel C sirve para clasificarlos según su uso y sector de venta. El Diesel Tipo A es el combustible que se emplea en la mayoría de los vehículos automotores. Actualmente, ha surgido una variante más avanzada y refinada conocida como Diesel+, que ofrece una mayor calidad y desempeño. El Diesel Tipo B se utiliza principalmente en el sector agrícola e industrial, su característica particular es que posee un poder calorífico mayor al Diesel Tipo A. El Diesel Tipo C por su parte tiene un poder calorífico aún mayor y debido a su minucioso refinado y limpieza, encuentra su principal aplicación en el área de la calefacción, siendo este el más adecuado para producir calor. [8]

Al compararlo con la gasolina, el mayor beneficio que aporta el Diesel al motor es una mayor eficiencia y rendimiento durante viajes largos, debido a esto la mayoría de los medios de transporte pesado o turísticos que recorren largas distancias suelen ser de motores Diesel. Otra diferencia importante es que el Diesel suele ser más contaminante debido a su alta emisión de dióxido de nitrógeno y nanopartículas. Este factor lo convierte en un protagonista en la transición energética, siendo una de las principales motivaciones terminar con la dependencia mundial que existe con el combustible en diversas industrias.

2.2. El motor de combustión interna

En 1860, el ingeniero belga Étienne Lenoir desarrolló y patentó el primer motor de combustión interna de éxito comercial, conocido como el motor de explosión. Este motor utilizaba una mezcla de gas de iluminación y aire, que se encendía mediante una chispa eléctrica para producir una pequeña explosión. Aunque era relativamente ineficiente, este motor sentó las bases para los futuros motores de combustión interna. En la década de 1870, el ingeniero alemán Nikolaus Otto desarrolló el motor de cuatro tiempos, también conocido como el ciclo Otto. Este motor introduce los conceptos de admisión, compresión, combustión escape como un ciclo secuencial en el motor de combustión interna. Este ciclo se convirtió en el diseño estándar para la mayoría de los motores de gasolina. En 1882, el ingeniero alemán Rudolf Diesel inventa el motor Diesel, con la peculiaridad de no necesitar una chispa para realizar la ignición del combustible. A lo largo del siglo XX, se desarrollan numerosos avances en los motores de combustión interna, como por ejemplo la incorporación de sistemas de inyección de combustible, mejoras en los sistemas de encendido, desarrollo de turbocompresores y mejoras en la eficiencia y rendimiento general.

En resumen, un motor de combustión interna es un conjunto de elementos mecánicos que permiten obtener energía mecánica a partir del estado térmico de un fluido de trabajo que se ha generado en su interior mediante un proceso de combustión. A diferencia del motor de gasolina, el motor Diesel no utiliza bujías de encendido, sino que comprime el aire en el cilindro a una alta presión, lo que eleva la temperatura y permite la ignición del combustible. Este tipo de motores se han utilizado ampliamente en aplicaciones que requieren alta eficiencia y torque, como vehículos de transporte, maquinaria pesada y generadores. [9]

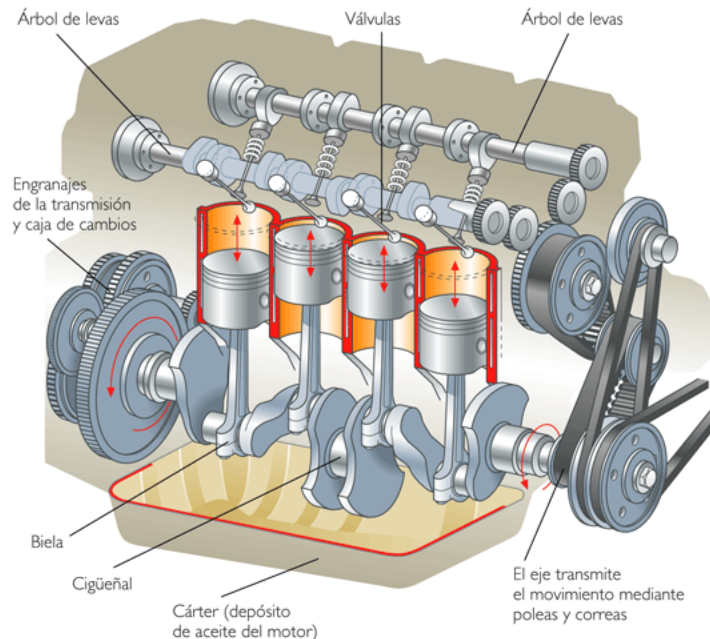


Figura 2.1: Motor de combustión interna

Los motores de combustión interna son motores térmicos de desplazamiento positivo, en los que el trabajo se obtiene mediante desplazamiento lineal del émbolo de un mecanismo biela-manivela. Se denominan motores de combustión interna porque el estado térmico se genera en el propio fluido que evoluciona en el motor. La figura 2.2 representa el esquema básico de un motor de combustión interna, a continuación se describen básicamente los componentes que aparecen en ella. [10]

- **Pistón** : Elemento con movimiento rectilíneo alternativo. Este es el émbolo del mecanismo biela-manivela y aumenta o disminuye el volumen del cilindro.
- **Biela** : Elemento que, junto con la manivela, convierte el movimiento lineal del pistón en el rotativo del cigüeñal.
- **Cigüeñal**: Elemento rotativo del motor. En él se integra la manivela del mecanismo.
- **Cilindro**: Es el volumen que aloja el fluido del trabajo.
- **Cámara de combustión**: Es el volumen que queda por encima del pistón al finalizar la compresión y donde básicamente tiene lugar la combustión de la mezcla.
- **Culata**: Elemento que constituye el cerramiento superior de los cilindros.
- **Bloque**: Elemento que contiene los cilindros.
- **Cárter**: Cierre inferior del motor. Contiene el aceite para la lubricación.

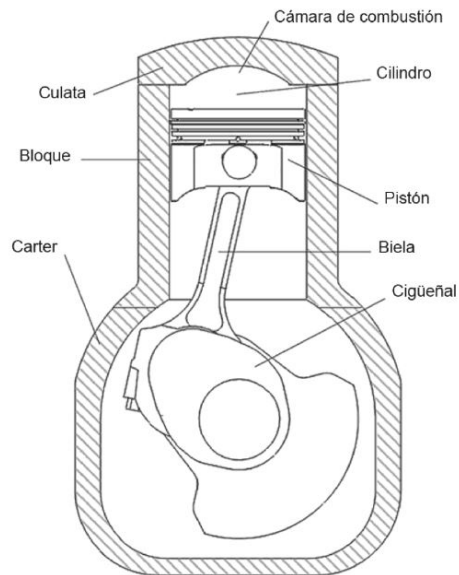


Figura 2.2: Componentes principales del motor de combustión interna

2.3. Operación y comportamiento de los motores de combustión interna

2.3.1. Ciclos de combustión

Los motores diesel, que son motores de combustión interna, siguen un ciclo de cuatro tiempos para completar su proceso termodinámico de combustión. Este ciclo consta de cuatro fases distintas, cada una con sus propias características y actividades:

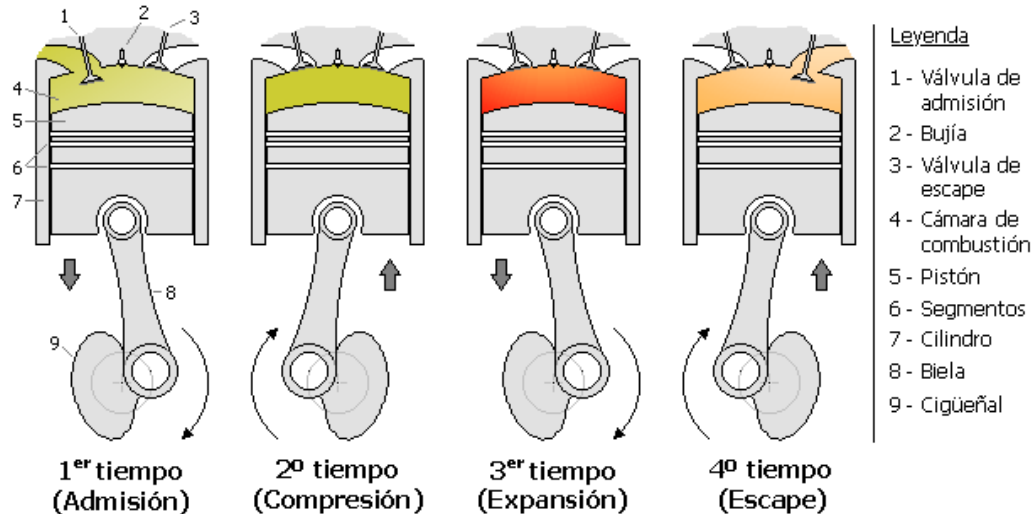


Figura 2.3: Ciclo de combustión de cuatro tiempos

- **Admisión:** Durante esta etapa el pistón desciende en su carrera, permitiendo, en el caso de motores de encendido provocado (MEP), la entrada de una mezcla de aire-combustible o simplemente aire en el caso de motores de encendido por compresión (MEC). En este momento, la válvula de admisión está abierta, mientras que la de escape permanece cerrada. El cigüeñal gira 180 grados y el árbol de levas avanza 90 grados.
- **Compresión:** Una vez que el pistón llega al final de su carrera inferior, la válvula de admisión se cierra, comprimiendo el gas en la cámara de combustión a medida que el pistón asciende. En esta fase, el cigüeñal gira 180 grados, el árbol de levas avanza 90 grados y ambas válvulas permanecen cerradas.
- **Explosión/Expansión:** Cuando el pistón alcanza el punto más alto de su carrera superior, el gas en la cámara ha alcanzado su máxima presión. En los motores de encendido provocado, como los de ciclo Otto, una chispa de la bujía inicia la combustión de la mezcla de aire y combustible. En cambio, en los motores diésel, el combustible se inyecta en forma pulverizada a través del inyector, autoinflamándose debido a la alta presión y temperatura en la cámara. En ambos casos, la combustión genera un aumento rápido de temperatura y presión, lo que expande los gases y empuja el pistón. Esta fase es la única en la que se obtiene trabajo útil. Durante esta fase, el cigüeñal gira 180 grados y el árbol de levas avanza 90 grados, mientras ambas válvulas permanecen cerradas y la carrera del pistón es descendente.

- **Escape:** En esta última fase, el pistón, en su movimiento ascendente, expulsa los gases de combustión a través de la válvula de escape que se encuentra abierta. Cuando el pistón alcanza el punto más alto de su carrera superior, se cierra la válvula de escape y se abre la válvula de admisión, preparando el motor para el siguiente ciclo. En esta fase, el cigüeñal gira 180 grados y el árbol de levas avanza 90 grados.

Estas cuatro fases del ciclo de cuatro tiempos son fundamentales para el funcionamiento de los motores diésel y cada una desempeña un papel crucial en la generación de energía a partir de la combustión interna.

2.3.2. Sistemas de inyección

Otro aspecto fundamental que determina el rendimiento y la eficiencia de los motores diésel es el sistema de inyección de combustible. Estos sistemas desempeñan un papel fundamental en el proceso de combustión, ya que controlan la cantidad precisa de combustible que se introduce en la cámara de combustión en cada ciclo. La precisión y la sincronización de esta inyección son esenciales para lograr una combustión eficiente y potente.

Existen varios tipos de sistemas de inyección, cada uno con sus propias características y ventajas. Los sistemas de inyección directa de alta presión, por ejemplo, permiten una pulverización fina del combustible, lo que facilita su mezcla con el aire y garantiza una combustión más completa. Esto se traduce en un aumento del rendimiento del motor y una reducción de las emisiones nocivas.

Además de la precisión en la cantidad de combustible inyectado, la sincronización adecuada en el tiempo de la inyección es crucial. Un sistema de inyección bien ajustado asegura que el combustible se inyecte en el momento óptimo del ciclo, lo que maximiza la eficiencia de la combustión y minimiza las pérdidas de energía.

La tecnología moderna ha llevado estos sistemas un paso más allá con la introducción de sistemas de inyección electrónica, que permiten un control aún más preciso y la adaptación en tiempo real a las condiciones de operación. Estos sistemas pueden ajustar la cantidad y el momento de la inyección en función de la carga del motor, la velocidad de giro y otros parámetros, lo que resulta en un rendimiento óptimo y una eficiencia energética sobresaliente.

En resumen, los sistemas de inyección de combustible no solo son responsables de suministrar el combustible al motor, sino que también desempeñan un papel determinante en la eficiencia y el rendimiento de los motores diésel. La elección y el mantenimiento adecuados de estos sistemas son esenciales para garantizar un funcionamiento óptimo y una mayor eficiencia en una amplia variedad de aplicaciones.

2.4. Curvas características de los motores

Las curvas características de los motores corresponden a representaciones gráficas fundamentales que describen el rendimiento de un motor en función de diferentes variables de entrada y condiciones de operación. Comprender estas curvas es esencial para evaluar y optimizar el rendimiento de los motores en diversas aplicaciones. Algunas de las curvas o conceptos más importantes a describir son la curva de torque, curva de potencia y curva de consumo específico de combustible (CEC).

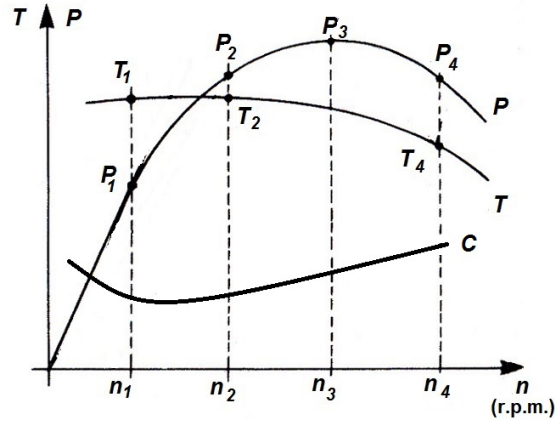


Figura 2.4: Curvas características de torque (o par), potencia y consumo específico de combustible

2.4.1. Curva de Torque

Para comprender la curva de torque primero hay que entender el concepto de "torque" (T (o par motor)), que es el producto de la fuerza aplicada (F) de empuje a los cilindros por la distancia (d) al eje geométrico de giro del árbol del cigüeñal.

$$T = F \cdot d \quad (2.1)$$

El par motor o torque se mide, según el Sistema Internacional de Unidades, en Newton metro (Nm), aunque también puede aparecer expresado a la inversa, metro Newton (mN). En un motor de 4 tiempos, la fuerza que genera el par motor varía a lo largo del ciclo. El máximo par se produce durante la combustión y expansión en el cilindro, mientras que en otras fases (admisión, compresión y escape) no se genera par motor. La eficiencia del motor en la fase de combustión también depende de la velocidad de giro, lo que afecta la fuerza de empuje generada.

A bajas revoluciones, la mezcla no se quema eficientemente debido a la falta de movimiento de los gases en el cilindro, lo que afecta el llenado y el vaciado del cilindro. Por otro lado, a altas revoluciones, el llenado del cilindro es incompleto debido al tiempo limitado para que el gas ocupe el espacio.

Como resultado, la curva de par motor (T) no es una línea recta, sino que tiene un tramo central casi recto que proporciona el máximo par, con zonas en los extremos donde el par disminuye debido a las razones mencionadas.

2.4.2. Curva de Potencia

La potencia (P) desarrollada por el par motor (T) viene dada por la siguiente expresión:

$$P = T \cdot \omega \quad (2.2)$$

Siendo (ω) la velocidad angular de giro (rad/s) del eje de transmisión o eje del cigüeñal. La potencia del motor se mide, según el Sistema Internacional de Unidades, en vatios (W).

En ocasiones es interesante conocer la potencia en función de las revoluciones por minutos (RPM) a la que gira el motor en vez de la velocidad angular. En efecto, si (n) son las revoluciones por minuto a la que gira el motor, entonces la potencia (P) se expresa:

$$P = T \cdot \omega = \frac{T \cdot n}{60/2\pi} \quad (2.3)$$

La potencia de un motor de combustión interna aumenta a medida que las revoluciones por minuto (RPM) aumentan, alcanzando un máximo (P_3) a una cierta velocidad (n_3 RPM). Sin embargo, más allá de este punto, la potencia disminuye a medida que se aumentan las RPM debido a limitaciones mecánicas (n_4 RPM).

Es importante notar que la potencia máxima no coincide con el régimen de máxima par motor (n_1 RPM). En la mayoría de los casos, el punto de par máximo se encuentra en torno al 70 % del régimen nominal. Esto se debe a que la potencia es el producto del par motor por las RPM, y aunque el par comience a disminuir ligeramente, el aumento proporcional en las RPM compensa esto, manteniendo el aumento de la potencia.

2.4.3. Curva de Consumo Específico de Combustible

El consumo específico de combustible (CEC) es una medida clave que indica cuánto combustible requiere un motor para producir una cierta cantidad de potencia. Esta curva, que muestra el CEC en función de las revoluciones por minuto (RPM) del motor, proporciona información esencial sobre la eficiencia del motor en diferentes condiciones de operación.

En general, la curva de consumo específico suele seguir un comportamiento inverso a la curva del par, es decir, en las condiciones de par máximo se consigue un consumo específico mínimo.

En la mayoría de los motores, existe un punto óptimo en la curva de CEC donde se logra el mejor equilibrio entre la eficiencia de combustible y la potencia generada. Este punto suele estar en un rango intermedio de RPM, donde el motor opera de manera más eficiente.

Varias variables externas, como la temperatura ambiente, la altitud y la calidad del combustible, pueden influir en la forma de la curva de CEC. Por lo tanto, es importante considerar estas variables al evaluar la eficiencia del motor en condiciones reales.

2.4.4. Modelos Matemáticos y Ajuste de Curvas

Los modelos matemáticos y el ajuste de curvas desempeñan un papel fundamental en el análisis y la optimización del rendimiento de los motores de combustión interna. Estas herramientas permiten a los ingenieros y científicos comprender mejor el comportamiento de los motores, prever su rendimiento en diferentes condiciones y tomar decisiones informadas sobre mejoras y ajustes.

Los modelos matemáticos son representaciones abstractas de la dinámica y el comportamiento de un motor. Estos modelos utilizan ecuaciones y algoritmos matemáticos para describir cómo interactúan los componentes del motor, como pistones, válvulas, combustión y transmisión de energía. Los modelos matemáticos pueden variar en complejidad, desde simples relaciones algebraicas hasta sistemas de ecuaciones diferenciales.

El ajuste de curvas es una técnica estadística que se utiliza para encontrar una ecuación matemática que se ajuste de manera óptima a un conjunto de datos experimentales. En el contexto de los motores, el ajuste de curvas se utiliza para determinar las relaciones entre variables como el par motor, la potencia, el consumo de combustible y las RPM. Esto permite obtener ecuaciones que representen de manera precisa el comportamiento del motor.

Los modelos matemáticos y las ecuaciones ajustadas se utilizan en el diseño y la optimización de motores de combustión interna. Esto incluye la selección de componentes, la calibración de sistemas de inyección de combustible, la gestión de la combustión y la configuración de transmisiones para lograr un rendimiento óptimo.

2.5. Modelo Matemático de un motor diésel

Una opción para modelar el comportamiento de un motor es utilizar sus curvas características de torque, potencia y consumo específico de combustible en función de la velocidad del motor en RPM, las cuales son obtenidas experimentalmente mediante pruebas estandarizadas en bancos de motores. Algunas entidades como la “**National Highway Traffic Safety Administration**” (NHTSA) o “La Administración Nacional de Seguridad del Tráfico en las Carreteras” en español, realiza pruebas experimentales para vehículos motorizados en Estados Unidos y dispone sus resultados en repositorios abiertos disponibles en la web.

En este caso se utilizan los datos de una camioneta Dodge Ram que posee un motor **Cummins ISB PU385**. Estos datos entregados por la administración nacional de tráfico se obtienen sometiendo a la camioneta a distintas condiciones mientras se mide torque y potencia en diferentes puntos de operación del motor. Existen diferentes resultados para cada una de estas condiciones, pudiendo encontrar los mapas base, mapas obtenidos con fricción reducida, con reducción de velocidad máxima y con reducción de emisiones.

El mapa utilizado para crear un modelo matemático del motor base corresponde al año 2019 y se caracteriza por tener una fricción reducida, que varía desde un 5 % a alta velocidad y carga, hasta un 17,5 % a baja velocidad y carga ligera. Además, se emplean datos discretos de torque y potencia de la Tabla 2.1 para obtener las curvas características.

Tabla 2.1: Valores discretos de curvas de torque y potencia

RPM	Torque [Nm]	Potencia [HP]
800	400	45,0
1010	542	76,9
1310	674	124,1
1630	1160	265,7
1910	1150	308,6
2220	1150	358,7
2350	1150	379,7
2500	1080	379,4
3000	902	380,2
3300	0	0,0

Para desarrollar un modelo matemático capaz de representar el comportamiento del motor (y del vehículo) en todo el rango de velocidades disponible, y no solo en los puntos discretos de la Tabla 2.1, es esencial llevar a cabo una modelización de las curvas. Para esto se utilizan funciones ‘spline’ y ‘ppval’ de MATLAB, las cuales permiten interpolar valores discretos para generar curvas suaves que se ajusten a los datos y obtener un vector con los valores de la curva interpolada respectivamente.

Las curvas resultantes al interpolar y representar gráficamente los datos de la Tabla 2.1 se presentan en la Figura 2.5, lo que nos proporciona información sobre el torque y la

potencia en función de la velocidad en RPM.

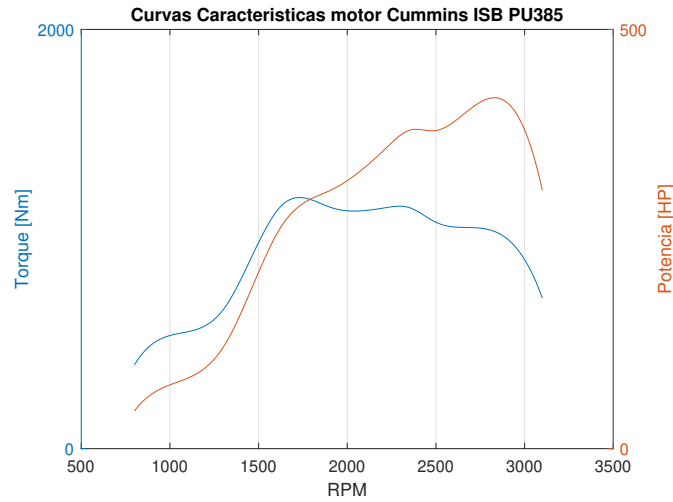


Figura 2.5: Curvas características de torque y potencia interpoladas

Se adjunta el código utilizado para obtener y graficar las curvas de torque y potencia:

```

1  RPM=[800 1010 1310 1630 1910 2220 2350 2500 3000 3300]; % Datos
2  Tcummins=[400;542;674;1160;1150; 1150;1150; 1080;902;0]; % Datos
3  Pcummins=[45;76.9;124.1;265.7;308.6;358.7;379.7;379.4;380.2;0.0];
4  xx=(800:3100); % Rango util de velocidades
5  Tmotor=spline(RPM,Tcummins); % Spline de curva de torque
6  Pmotor=spline(RPM,Pcummins); % Spline de curva de potencia
7  Ts2=ppval(Tmotor,xx); % Obtenci n de valores del spline
8  Ps2=ppval(Pmotor,xx); % Obtenci n de valores del spline
9  figure
10 x = xx;
11 y1 = Ts2;
12 y2 = Ps2;
13 [AX,H11,H21] = plotyy(x,y1,x,y2,'plot');
14 set(get(AX(1),'Ylabel'),'String','Torque [Nm]')
15 set(get(AX(2),'Ylabel'),'String','Potencia [HP]')
16 xlabel('RPM')
17 title('Curvas Caracteristicas motor Cummins ISB PU385')
18 grid on

```

La información proporcionada por la NHTSA sobre el consumo de combustible necesario para suministrar la potencia del vehículo está, de acuerdo a la ecuación 2.3, en función del torque y la velocidad en RPM. El documento posee bastantes filas y columnas pero la estructura se muestra en la Tabla 2.2, la que corresponde al primer cuarto de los datos facilitados. Dado que el modelo matemático del motor utilizará valores continuos de velocidad, es necesario realizar una interpolación en esta tabla también. Se adjunta la tabla completa en el Anexo A.

Tabla 2.2: Fragmento de mapa de combustible para motor Cummins ISB PU385 (primer cuarto)

Fuel (kg/h)	500	658	816	974	1132	1289	1447	1605	1763	1921
0	0,92	0,83	0,95	1,21	1,48	1,80	2,19	2,59	3,02	4,45
38,5	1,525	1,465	1,5855	1,86	2,22	2,67	3,29	3,74	4,29	4,83
77	2,13	2,10	2,22	2,51	2,96	3,54	4,19	4,89	5,56	6,21
153	3,44	3,46	3,61	3,88	4,55	5,36	6,29	7,26	8,17	9,14
191,5	4,13	4,185	4,365	4,7055	5,46	6,3855	7,38	8,41	9,415	10,48
230	4,82	4,91	5,12	5,53	6,37	7,41	8,47	9,56	10,66	11,82
307	6,29	6,43	6,72	7,31	8,30	9,59	10,67	11,77	13,00	14,29
383	7,83	8,01	8,35	9,01	10,13	11,60	12,79	13,98	15,36	16,83
460	9,45	9,66	9,99	10,58	11,81	13,38	14,82	16,24	17,83	19,56
537	11,17	11,44	11,77	12,16	13,61	15,35	16,91	18,51	20,34	22,39
613	12,99	13,37	13,83	14,52	15,85	17,52	19,13	20,81	22,85	25,14

Para realizar la interpolación de los datos de la tabla 2.2, que están en función del torque en Nm y la velocidad en RPM , se utiliza el comando de 'interp2' de MATLAB, que realiza una interpolación bidimensional en una matriz o una cuadrícula de datos. El resultado de esta interpolación es un mapa de calor que puede ser utilizado como una función de dos variables. Se adjuntan en las figuras 2.6 y 2.7 el gráfico de los valores discretos y continuos respectivamente del consumo de combustible en kg/h .

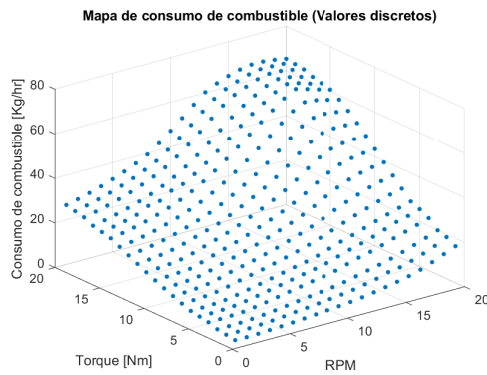


Figura 2.6: Valores discretos de inyección

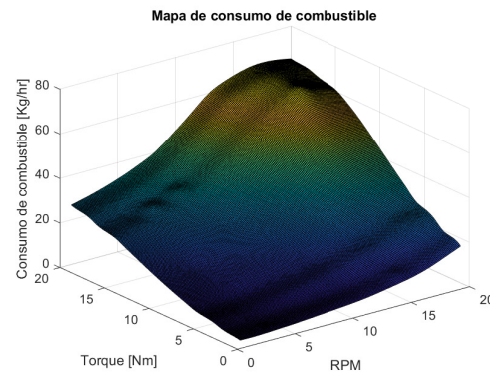


Figura 2.7: Mapa continuo de inyección

Se adjunta el código para graficar los valores discretos de la figura 2.6, que representa los valores de la tabla 2.2.

```

1 [X, Y] = meshgrid(1:size(tabla, 2), 1:size(tabla, 1));
2 % Tamaño de los puntos (ajusta este valor según tus preferencias)
3 tamaño_puntos = 12;
4 % Crear un gráfico 3D de los valores discretos con puntos más pequeños
5 figure;
6 scatter3(X(:), Y(:), tabla(:), tamaño_puntos, 'filled');
7 title('Mapa de consumo de combustible (Valores discretos)');
8 xlabel('RPM');
9 ylabel('Torque [Nm]');
10 zlabel('Consumo de combustible [kg/h]');
```

Se adjunta también el código utilizado para obtener y graficar el mapa de calor de la figura 2.7, que funciona como una función de dos variables con 191 valores para cada eje obtenidos mediante la interpolación de los datos de la tabla 2.2.

```

1  % Crear una cuadrícula para los ejes X e Y
2  [X, Y] = meshgrid(1:size(tabla, 2), 1:size(tabla, 1));
3  % Definir la resolución de la cuadrícula interpolada
4  [Xq, Yq] = meshgrid(1:0.1:size(tabla, 2), 1:0.1:size(tabla, 1));
5  % Realizar la interpolación bilineal de los datos
6  Zq = interp2(X, Y, tabla, Xq, Yq, 'spline');
7  % Crear un gráfico 3D
8  figure;
9  surf(Xq, Yq, Zq);
10 title('Mapa de consumo de combustible');
11 xlabel('RPM');
12 ylabel('Torque [Nm]');
13 zlabel('Consumo de combustible [kg/h]');

```

Después de haber estudiado la modelización de las curvas de torque y potencia, es necesario abordar la integración de estas curvas en un modelo matemático más completo que brinda información en tiempo real sobre el consumo de combustible de un vehículo.

El conocimiento obtenido a partir de este análisis tiene un valor significativo en la optimización del diseño de vehículos, la toma de decisiones en ingeniería automotriz y la búsqueda de soluciones más eficientes y sostenibles en el transporte terrestre. Al comprender y modelar con precisión estos aspectos, se abre la puerta a mejoras continuas en la industria automotriz, con el potencial de reducir el consumo de combustible y las emisiones, al tiempo que se mejora el rendimiento general de los vehículos.

El modelo matemático relaciona la velocidad del vehículo en km/h para obtener la velocidad del motor en RPM a través de relaciones matemáticas que consideran la transmisión del vehículo y la marcha actual. Para calcular la velocidad angular del motor, el modelo requiere ciertos parámetros de entrada que están vinculados con la física del vehículo que emplea dicho motor. Los parámetros de entrada del modelo se presentan en la tabla 2.3.

Tabla 2.3: Parámetros de entrada del modelo matemático

Simbología	Parámetro de entrada
h_{rueda}	Altura suelo a Rin de rueda mm
w_1	Límite inferior de operación en RPM
w_2	Límite superior de operación en RPM
nd	Factor del diferencial que utiliza el modelo
nk	Vector de relaciones de transmisión
$etha$	Eficiencia de la transmisión
P	Curva característica de potencia modelada
T	Curva característica de torque modelada
C	Mapa de consumo de combustible

Como se menciona anteriormente la velocidad lineal del vehículo corresponde a la entrada del modelo, para utilizar esta velocidad en la dinámica del motor es necesario establecer una proporción entre la velocidad del motor en RPM (wms) y del vehículo en km/h (vx). Para obtener la velocidad angular de la rueda es necesario utilizar la tasa de cambio de un ángulo, esta relación está descrita en la ecuación 2.4. [11]

$$\omega_{rad/s} = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (2.4)$$

Para obtener una relación más clara entre las velocidades angulares y lineales, se puede considerar la longitud de arco de una rueda (Δd) que se mueve en un tiempo determinado:

$$v = \frac{\Delta d}{\Delta t} \quad (2.5)$$

Considerando ahora la variación del ángulo de la rueda al girar como $\Delta\theta = \frac{\Delta d}{r}$, que al reescribirse también puede expresar la longitud de arco de la rueda. Reemplazando esto en la ecuación 2.5 se obtiene la relación entre las velocidades lineales y angulares.

$$v = \frac{r\Delta\theta}{\Delta t} = r\omega \quad (2.6)$$

Esta tasa de cambio está en rad/s y corresponde a una determinada rotación angular en una determinada cantidad de tiempo, cuanto mayor sea esta rotación angular, mayor será la velocidad angular. Una vez se tiene la velocidad angular de la rueda en rad/s es posible obtener una aproximación de la velocidad angular del motor y, considerando parámetros de marcha y transmisión, las revoluciones por minuto del motor. La relación entre la velocidad angular y las revoluciones por minutos de cuerpo en movimiento está descrito en la ecuación 2.7.

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega_{rad/s} \quad (2.7)$$

De esta manera, utilizando las ecuaciones 2.5 y 2.7 se obtienen matemáticamente las revoluciones por minuto del motor en función de la velocidad lineal del vehículo, la que está descrita en la ecuación 2.8.

$$n = nk \cdot nd \cdot \frac{60}{2\pi} \frac{v}{r} \approx 9,55 \cdot nk \cdot nd \cdot \frac{v}{r} \quad (2.8)$$

Esta relación, al igual que el resto de ecuaciones, se describe en un ciclo 'for', donde la variable i representa la secuencia de iteración. Las variables nk , nd y r corresponden a parámetros de entrada descritos brevemente en la tabla 2.3 y dependen de la estructura del vehículo donde está operando el motor.

$$wms(i) = 9,55(nk \cdot nd) \frac{vx}{r} \quad (2.9)$$

$$wmsf = \text{round}(wms(i)) \quad (2.10)$$

Las curvas características modeladas anteriormente toman importancia al momento de calcular la potencia y el torque en el motor, ya que al tener un valor de velocidad angular es posible utilizar los vectores para calcular su valor instantáneo. La fuerza de tracción, un término que se describirá más adelante, se obtiene utilizando la potencia en *Watt*. Para ello, se multiplica el valor entregado por la curva característica (HP) por 1,341.

$$P_m(i) = P(wmsf) \cdot 1,341 \quad (2.11)$$

$$T_m(i) = T(wmsf) \quad (2.12)$$

Para calcular la cantidad de combustible que consume el vehículo en cada iteración es necesario obtener, mediante la función modelada a través del comando 'interp2', el consumo de combustible en kg/h , obtener con este el consumo de combustible en g/s y multiplicarlo por la cantidad de segundos que duró la iteración. Si bien este calculo de la ecuación 2.13 no representa el consumo de combustible por segundo, es una representación bastante cercana que luego permite evaluar parámetros de eficiencia.

$$C_m(i) = C(wmsf, Tormotor(i)) \cdot tt(i) \quad (2.13)$$

Se adjunta un fragmento del código utilizado para obtener las variables de interés en cada iteración del ciclo for:

```

1      vx=v_mode(i)*1000/3600;
2      vv(i)=vx;           % Vector velocidad
3      etha=0.95;          % Eficiencia de transmision
4
5      w1ss(i)=w1a*60/(2*pi()); % Velocidad angular a RPM
6      w2ss(i)=w2b*60/(2*pi()); % Velocidad angular a RPM
7
8      wms(i)=(nk*nd)*vx/r;    % Calculo de velocidad en RPM
9      wmsRPM(i)=wms(i);      % *Vector intermedio*
10     wmsf=round(wms(i));     % Round de la velocidad anterior
11
12     P_modes(i)=P_mode(wmsf+1)*1.341; % Potencia en HP
13     Potmotor1(i)=P_modes(i); % Potencia del motor en HP
14     Tormotor1(i)=T_mode(wmsf+1); % Torque del motor
15
16     tt(i) = ts_mode(i);
17
18     % Gramos de combustible necesarios para la iteraci n
19     Combustible(i)=from_tabla(wmsf,Tormotor1(i),Zq)/3600;
20
21     % Sumatoria de gramos de combustible
22     if i == 1
23         suma_combustible(i) = Combustible(i)*tt(i);
24     else
25         suma_combustible(i) = suma_combustible(i - 1) + Combustible(i)*(
26         tt(i)-tt(i-1));
27     end

```

Como se puede ver en el código anterior, se utiliza una función para calcular el consumo instantáneo de combustible en kg/h , esta función tiene como parámetros de entrada la velocidad angular del motor en RPM, el torque del motor en Nm y la información del mapa de calor generado previamente. Se adjunta el código de la función:

```

1  function valor = from_tabla(RPM, torque, Zq)
2  % Asegura que los valores esten dentro de los l mites
3  torque = max(1, min(size(Zq, 1), round(torque / 1160 * size(Zq, 1))));
4  RPM = max(1, min(size(Zq, 2), round(RPM / 3500 * size(Zq, 2))));
5  % Obtiene el valor interpolado desde Zq
6  valor = Zq(torque, RPM);
7  end

```

Ya hemos detallado una parte esencial del modelo, sin embargo, falta abordar el modelamiento de los cambios de marcha. Para lograrlo, resulta fundamental introducir y definir en profundidad los parámetros que se encuentran en la Tabla 2.3, los cuales guardan relación con la estructura del automóvil, las restricciones de manejo y con la transmisión y las marchas del vehículo. Es importante señalar que estos parámetros varían significativamente según la marca, el modelo y el año del vehículo en cuestión.

Entre los factores críticos que deben ser considerados se encuentran la altura desde el suelo hasta el rin (conocido como llanta o aro) de la rueda, así como la masa total del vehículo. Estos valores son proporcionados de manera precisa por el fabricante. Por otro lado, las entradas w_1 y w_2 representan las velocidades predefinidas para efectuar los cambios de marcha, y en este sentido, las recomendaciones del fabricante también son determinantes para establecer los límites adecuados.

Finalmente, los parámetros nd , nk y $etha$ son factores clave que describen cuántas veces gira el motor en relación con un giro completo de la rueda. Es importante destacar que esta información, que posee un alto impacto en el desempeño del vehículo, suele ser publicada por empresas especializadas como “Gear Vendors” o “Car and Drivers” con fines principalmente comerciales. [12]

Se muestran en la Tabla 2.4 los parámetros de entrada del motor, los relacionados al vehículo se obtienen desde la pagina web de “Car and Drivers”, específicamente del modelo Dodge Ram del 2019 con una transmisión manual de seis velocidades (NV5600 6-SPEED NABUAL). [12] Además se adjunta un pequeño fragmento del código utilizado para cambiar de marcha mediante el operador lógico “if” y un contador que determina la marcha actual.

Tabla 2.4: Especificación de parámetros de entrada del modelo matemático

h_{rueda}	25 mm
w₁	1300 RPM
w₂	2500 RPM
nd	3.21
nk	[5.63, 3.38, 2.04, 1.39, 1.00, 0.73]
etha	0.95

```

1      if wmsRPM(i)>=w2b                % Cambio de marcha
2          contador=contador+1;
3          if contador==1
4              nk=nk2;
5          end
6          if contador == 2
7              nk=nk3;
8          end
9          if contador==3
10             nk=nk4;
11         end
12         ...

```

Para simular se utiliza un ciclo simple de velocidad, aumentando progresivamente de 0 a 22.2 *ms*, es decir, aumentando su velocidad progresivamente de 0 hasta aproximadamente 80 *km/h*. En la figura 2.8 se muestra la velocidad angular del motor en función de la velocidad de avance cuando se modela el ciclo descrito previamente, en esta figura se aprecian los cambios de marcha a los 2200 *RPM* definidos como velocidad limite para la operación.

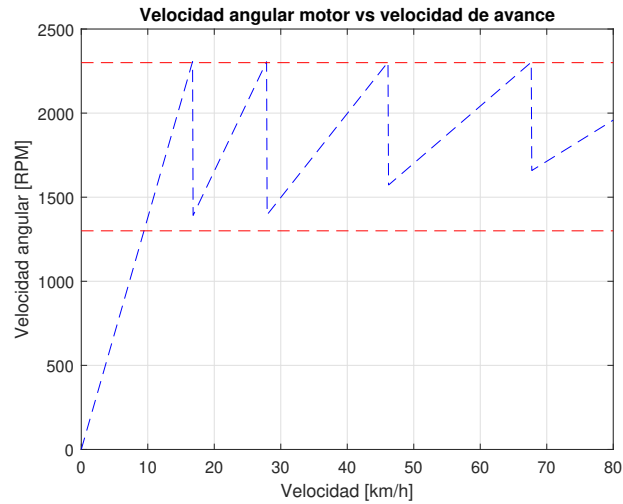


Figura 2.8: Velocidad angular en función de la velocidad angular del motor

En la Figura 2.9 se muestra la velocidad de avance en función del tiempo, donde se aprecia que el vehículo alcanza los 80 *km/h* en aproximadamente 200 segundos. También se muestra el consumo de combustible total en función del tiempo, el combustible total consumido en el ciclo simple de velocidad modelado fue aproximadamente de 1,4 *kg* de diesel.

Debido a que el modelamiento del vehículo es a través de las curvas características del motor, también es posible obtener los gráficos de torque y potencia en el motor, estos gráficos resultan útiles, sobre todo, para los estudios relacionados con la mecánica, ya que se puede estudiar el desempeño del motor en la actividad. En este caso, se muestra en la figura 2.10 el torque en *Nm* y la potencia en *HP* del motor Cummins ISB PU385 cuando se utiliza para proveer de energía a un vehículo como la camioneta Dodge Ram del 2019.

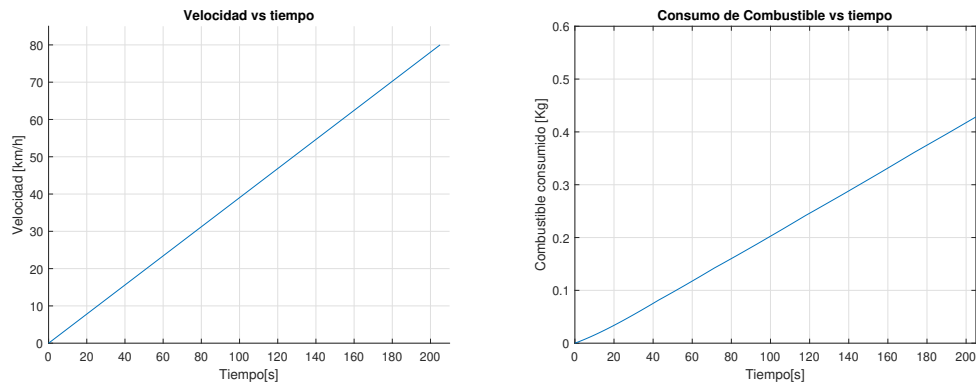


Figura 2.9: velocidad de avance y consumo de combustible en función del tiempo

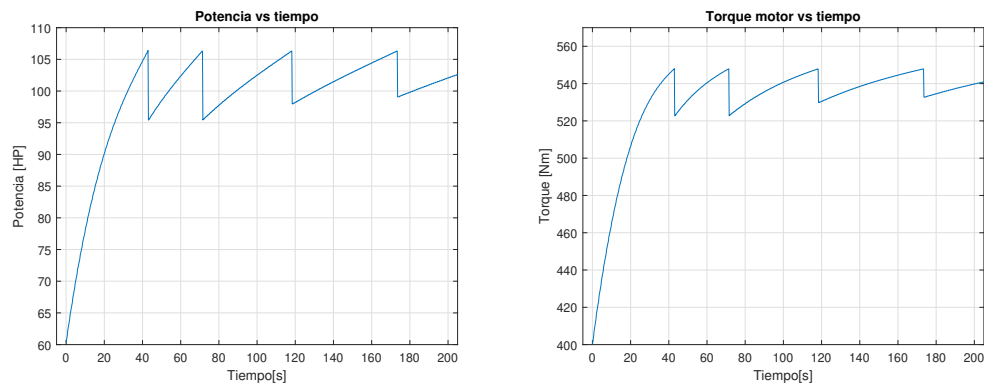


Figura 2.10: Torque y Potencia del motor Cummins ISB PU385

Habiendo explorado ya el funcionamiento y rendimiento del motor Cummins cuando se utiliza para suministrar de energía a un vehículo como la Ford Ram y logrado un modelo matemático capaz de simular el comportamiento del vehículo a través de ecuaciones matemáticas que permiten obtener la velocidad angular, la potencia, el torque y el consumo de combustible del motor, se sentaron las bases para poder comprender las ventajas de la combustión híbrida.

INYECCIÓN DE HIDRÓGENO

3.1. Hidrógeno

El hidrógeno es el mas sencillo de los elementos que se conocen, su forma atómica mas común solo contiene un protón y un electrón. Sin embargo el hidrógeno sólo existe en estado atómico a temperaturas muy elevadas. Por lo general, el hidrógeno elemental es una molécula diatómica, producto de una reacción exotérmica entre átomos de hidrógeno. El hidrógeno molecular es un gas incoloro, inodoro, insípido, no tóxico y posee un punto de ebullición de $-252,9^{\circ}\text{C}$ a 1 atm.

El hidrógeno es el elemento más abundante en el universo constituye el 70 % de la masa del mismo. Es el décimo elemento en abundancia en la corteza terrestre, donde se encuentra combinado con otros elementos. A diferencia de otros planetas (como Júpiter y Saturno), la Tierra no tiene una fuerza gravitacional tan grande como para retener las ligeras moléculas de H_2 , por lo que el hidrógeno no forma parte de la atmósfera terrestre.

El hidrógeno gaseoso juega un papel importante en los proceso industriales. Aproximadamente el 95 % del hidrógeno que se produce tiene algún uso; es decir, se produce en planta o cerca de ella, donde se utiliza para procesos industriales, como es el caso de la síntesis de amoníaco.

Ya que las reservas mundiales de combustibles fósiles se están agotando a velocidades alarmantes el hidrógeno adquiere cada vez más protagonismo en el mercado energetico. Al encarar este dilema, los científicos realizan grandes esfuerzos para desarrollar un método de obtención de hidrógeno gaseoso como una fuente alternativa de energía. El hidrógeno gaseoso podría reemplazar la gasolina de los autos móviles (por supuesto, después de una modificación en los motores) o se podría utilizar con oxígeno gaseoso en celdas de combustible para producir electricidad. Una de las principales ventajas del uso de hidrógeno gaseoso sería que las reacciones no producen contaminantes, así, el producto final en un motor que funciona con hidrógeno o una celda de combustible es agua, igual que en la combustión del hidrógeno gaseoso en el aire:



Por supuesto, el éxito de la economía del hidrógeno estará intrínsecamente vinculado

a la capacidad de producir hidrógeno gaseoso de manera rentable y superar los desafíos asociados con su almacenamiento. No obstante, es innegable que el hidrógeno desempeñará un papel crucial en la transformación del sector energético, particularmente en el ámbito de la movilidad vehicular. [13]

En 2023, los vehículos impulsados por hidrógeno se han convertido en una realidad palpable. Hyundai, con dos décadas de experiencia en el desarrollo de automóviles que expulsan únicamente vapor de agua por su escape gracias a esta tecnología, lidera la vanguardia. La gran ventaja de estos vehículos radica en su capacidad de lograr autonomías comparables a las de los vehículos convencionales, sin necesidad de recargas eléctricas y, lo que es aún más relevante, con emisiones contaminantes prácticamente nulas.

El corazón de estos vehículos de hidrógeno es su pila de combustible, ubicada en la parte frontal del automóvil. El proceso técnico subyacente es ingeniosamente simple: la pila de combustible facilita una reacción química entre el hidrógeno almacenado en los tanques del vehículo y el oxígeno tomado del entorno. Este proceso genera electricidad para propulsar el automóvil y produce vapor de agua como subproducto, siendo esta la única emisión expulsada por el tubo de escape. Además, estos vehículos están equipados con una batería que almacena el exceso de electricidad para su utilización en momentos clave. [5]

Un ejemplar como el Hyundai NEXO dispone de tres depósitos de hidrógeno posicionados estratégicamente bajo los asientos traseros. Cada uno de estos tanques tiene una capacidad de 52.2 litros, lo que se traduce en una capacidad total de almacenamiento de 156.6 litros de hidrógeno. La recarga de estos depósitos se completa en tan solo cinco minutos, y con los tres depósitos llenos, el NEXO puede recorrer una impresionante distancia de 666 kilómetros según el ciclo de homologación WLTP. [14]

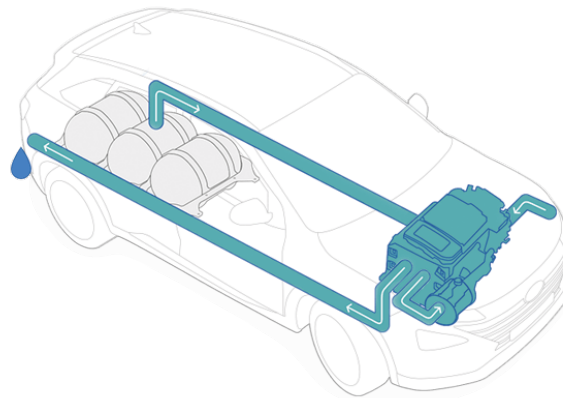


Figura 3.1: Funcionamiento del motor de hidrógeno

Es innegable que todavía existe un gran número de automóviles equipados con motores de combustión interna en todo el mundo, generando emisiones de gases de efecto invernadero y contaminantes que contribuyen negativamente al cambio climático y a la problemática de la calidad del aire. No obstante, una solución potencial se materializa en la transformación de estos vehículos convencionales en vehículos híbridos.

Los automóviles híbridos, en su mayoría, combinan un motor de combustión interna con uno o más motores eléctricos, otorgándoles la capacidad de operar con mayor eficiencia y, en consecuencia, reducir las emisiones. De acuerdo a investigaciones realizadas, se estima

que la conversión de vehículos convencionales en híbridos podría disminuir las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) en un rango del 25 % a 35 %, mientras mejora sustancialmente la eficiencia en el consumo de combustible.

Un informe emitido por la Agencia Internacional de Energía (AIE) destaca que la adopción generalizada de tecnologías híbridas en el parque automotor global podría propiciar una reducción significativa de las emisiones globales de CO₂, llegando hasta 1.3 gigatoneladas en 2050. Este fenómeno tendría un impacto de gran relevancia en la mitigación del cambio climático y en la progresión hacia una movilidad más sostenible [15] [16]

3.2. Combustión híbrida

La combustión híbrida es una tecnología que fusiona diversas fuentes de energía con el fin de maximizar la eficiencia y minimizar las emisiones en los sistemas de combustión. En el ámbito de la movilidad, el concepto de combustión híbrida se refiere a la integración de un motor de combustión interna en combinación con uno o más motores eléctricos.

Cuando nos adentramos en el contexto de los vehículos propulsados por hidrógeno, la combustión híbrida se logra, por lo general, mediante una combinación astuta de una pila de combustible y un sistema de almacenamiento de hidrógeno. La pila de combustible se encarga de transformar el hidrógeno almacenado en electricidad, la cual alimenta al motor eléctrico del vehículo. Una característica destacada de este proceso es que la reacción de combustión entre el hidrógeno y el oxígeno del aire en la pila de combustible solo produce vapor de agua como subproducto, lo que le otorga un atractivo innegable desde la perspectiva medioambiental.

En la actualidad, los vehículos de hidrógeno han superado la etapa de desarrollo experimental para establecerse como una solución de movilidad viable. Fabricantes automotrices, como Hyundai, han liderado la adopción de esta tecnología, demostrando su compromiso con un futuro más limpio y eficiente.

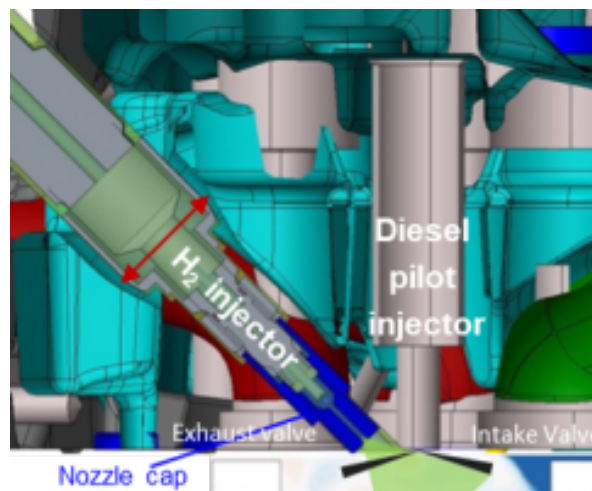


Figura 3.2: Sistema de combustible dual de inyección directa de hidrógeno y diésel desarrollado en la universidad UNSW

Dentro del contexto de las tecnologías emergentes, la combustión híbrida lograda mediante la inyección directa de hidrógeno en un motor diésel convencional ha surgido como una solución prometedora para potenciar la eficiencia y reducir las emisiones en los motores de combustión interna. Esta innovadora tecnología integra la inyección de hidrógeno junto con la inyección de diésel en el proceso de combustión, generando así un enfoque que capitaliza las ventajas inherentes a ambos combustibles. [17] [18] [19]

La inyección directa de hidrógeno en un motor diésel tiene varios efectos positivos. En primer lugar, el hidrógeno actúa como un agente de mejora de la combustión al aumentar la velocidad de propagación de la llama. Esto resulta en una combustión más completa y eficiente del diésel, lo que se traduce en una mayor potencia y una reducción de las emisiones contaminantes. [20]



Figura 3.3: Motor de combustión interna alternativo adaptado con un sistema de inyección dual de hidrógeno y diésel desarrollado en la universidad de UNSW

Además, el hidrógeno posee un alto poder calorífico y una amplia ventana de inflamabilidad, lo que facilita un mayor control del proceso de combustión y la reducción de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) y partículas sólidas. La presencia de hidrógeno también mejora la estabilidad de la combustión y reduce el retraso de la ignición, lo que resulta en un funcionamiento más suave y una menor generación de ruido del motor.

La tecnología de combustión híbrida de hidrógeno y diésel presenta un potencial significativo para mejorar la eficiencia y reducir las emisiones en aplicaciones de transporte pesado, como camiones y autobuses. Sin embargo, aún existen desafíos técnicos y logísticos que deben abordarse, como el suministro y almacenamiento de hidrógeno, la adaptación de los sistemas de inyección de combustible y la optimización de los controles del motor.

A medida que la investigación y el desarrollo continúan en esta área, la metodología de inyección directa de hidrógeno se presenta cada vez más como una alternativa prometedora para la industria del transporte, donde las ventajas del motor diésel se ven complementadas

con una operación más limpia y eficiente. Esto contribuye a la reducción de la dependencia de los combustibles fósiles y al cumplimiento de los objetivos de sostenibilidad ambiental.

Este trabajo se centra en la modelización y el control de la combustión híbrida de hidrógeno y diésel. El objetivo es la integración de un modelo matemático del motor de combustión interna con otro que regule la inyección de hidrógeno en estos vehículos. La inyección de hidrógeno se lleva a cabo de manera continua, siendo administrada a través de una válvula hacia uno o varios pistones del motor.

Para alcanzar este propósito, se desarrollará un controlador de flujo másico (GFC) de la marca Aalborg. Este dispositivo garantiza que la cantidad de hidrógeno inyectado sea proporcional a una señal de control específica. Este proceso es fundamental para asegurar una inyección precisa y eficiente de hidrógeno en el motor, contribuyendo a maximizar la eficiencia del sistema.

3.3. Controlador de flujo másico GFC Aalborg

El GFC (Gas Mass Flow Controller) es un dispositivo utilizado en aplicaciones industriales y de laboratorio para controlar y medir el flujo de gas en un sistema. Aunque no existe un modelo específico llamado “GFC Mass Flow Controller”, hay diferentes fabricantes que ofrecen controladores de flujo de masa bajo esta denominación.

Los controladores de flujo de masa son dispositivos precisos que permiten regular el flujo de gas con una alta precisión, independientemente de las condiciones de presión y temperatura del sistema. Estos controladores funcionan midiendo directamente la masa del gas que fluye, lo que los hace más precisos que otros métodos de medición.

Los controladores de flujo de masa generalmente consta de los siguientes componentes:

- **Sensor:** Incorpora un sensor de masa altamente preciso que mide directamente el flujo de gas en términos de masa, en lugar de volumen. Los sensores pueden ser de diferentes tipos, como sensores de tubo de descarga térmica o sensores de efecto Coriolis. Esta tecnología permite una mayor precisión en comparación con los medidores de flujo volumétrico, ya que no depende de las condiciones de presión y temperatura del gas.
- **Válvula de control:** Regula la apertura y cierre para controlar el flujo de gas. La válvula puede ser controlada manualmente o mediante una señal de control electrónica.
- **Pantalla y controles:** Los controladores de flujo de masa suelen tener una pantalla digital y controles integrados para configurar y ajustar los parámetros de flujo, como el rango de flujo, la unidad de medida y las alarmas.

Además, se pueden identificar las siguientes características que distinguen a los controladores de flujo de masa de las válvulas convencionales:

- **Rango de flujo:** Los controladores de flujo de masa están disponibles en diferentes rangos de flujo para adaptarse a una amplia variedad de aplicaciones. Los rangos de flujo pueden variar desde unos pocos sccm (centímetros cúbicos por minuto) hasta varios slm (litros estándar por minuto), e incluso mayores en aplicaciones industriales.
- **Control de flujo:** Los controladores de flujo de masa permiten controlar el flujo de gas de manera precisa y estable. Utilizan una válvula de control que se ajusta para mantener el flujo a un valor deseado. Esto es especialmente útil en aplicaciones donde se requiere un flujo constante y preciso.

- **Compensación de presión y temperatura:** Los controladores de flujo de masa generalmente están equipados con funciones de compensación de presión y temperatura para garantizar mediciones precisas bajo diferentes condiciones. Esto permite que el GFC proporcione mediciones precisas independientemente de las variaciones en la presión y la temperatura del gas.
- **Calibración y ajuste:** Los controladores de flujo de masa suelen contar con opciones de calibración y ajuste para garantizar mediciones precisas. Esto puede incluir la calibración en fábrica, así como la capacidad de realizar ajustes y calibraciones en el campo.
- **Aplicaciones:** Los GFC se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones que requieren una medición precisa y un control estable del flujo de gas. Algunas aplicaciones comunes incluyen la industria química, la fabricación de semiconductores, la investigación científica, la producción de alimentos y bebidas, la industria farmacéutica y la purificación de agua, entre otras.

Estos controladores permiten el control preciso del flujo de hidrógeno suministrado al motor, compensando las variaciones de presión y temperatura que puedan existir en el vehículo, además garantiza una medición precisa del flujo actual, factor importante para implementar un lazo realimentado de control.

Se modela específicamente el controlador de flujo GFC 67 de la marca Aalborg (Figura 3.4) [21], el cual genera señales de salida en los rangos de 0 a 5 V y de 4 a 20 mA proporcionales al caudal actual. Este dispositivo también cuenta con una válvula electromagnética incorporada que, mediante mediciones internas del controlador, permite ajustar el flujo a cualquier valor deseado dentro del rango específico del modelo. Estos puntos de ajuste pueden configurarse localmente o de forma remota. En la Figura 3.4 se muestra el controlador y en la Tabla 3.1 se presentan las características detalladas de este modelo.



Figura 3.4: Gass Mass Flow Controller Aalborg

Tabla 3.1: Características válvula Alborg GFC 67

Rango de flujo	20 - 100 %	0 - 20 %
Precisión	$\pm 1,5$ %	± 3 %
Repetitibilidad	$\pm 0,5$ % full of scale	
Coefficiente de temperatura	0,15 % de escala completa /C	
Coefficiente de presión	0,01 % de escala completa /C	
Flujo máximo	500 mL/min	
Tiempo de respuesta	1800 ms app.	
Tiempo de asentamiento	5 segundos app. entre [20,100] % del caudal máx.	
Señal de salida	0 -5 Vdc	4 - 20 A
Señal de control	0 -5 Vdc	4 - 20 A

3.4. Modelo matemático de un controlador de flujo másico

Como se menciona anteriormente entre las ventajas de utilizar un controlador de flujo másico en esta aplicación destacan la independencia de las condiciones del fluido, la medición directa de la masa, una respuesta rápida y un control preciso. En contraposición, las válvulas convencionales se basan principalmente en la regulación del flujo en función de la presión o el volumen del fluido. Aunque son ampliamente utilizadas y se encuentran disponibles en diversas configuraciones, su enfoque no proporciona una medición directa de la masa del fluido. Esto puede resultar en una menor precisión, especialmente en aplicaciones donde las condiciones del fluido son variables o donde se requiere un control de alta precisión de la masa. Las válvulas convencionales deben ser modeladas de manera que el control funcione de manera efectiva en cumplimiento con los requisitos del proceso. Los componentes críticos para el modelado de las válvulas de control incluyen: **el flujo, las características de flujo inherentes, el coeficiente de la válvula (C_v), la caída de presión y la ganancia de la válvula de control**. La ecuación 3.2 representa una ecuación general empleada para describir el flujo a través de una válvula. [22] [23]

$$F = C_v f(x) \sqrt{\frac{\Delta P_v}{sg}} \quad (3.2)$$

Donde:

- F: caudal volumétrico.
- C_v : Coeficiente de la válvula.
- ΔP_v : caída de presión a través de la válvula.
- sg: gravedad específica del fluido.
- x: Fracción de apertura de la válvula o “elevación” de la válvula (x=1 para el flujo máximo).
- $f(x)$: Característica del fluido.

Existen más ecuaciones que pueden modelar el flujo a través de una válvula, algunas como la 3.3 consideran también las dimensiones de la válvula. Estas ecuaciones dependen de la característica del flujo, hay tres ecuaciones principales para describirlo, ($f(x)$), $f(x) = x$ para control de válvula lineal, $f(x) = \sqrt{x}$ para control de válvula de apertura rápida y $f(x) = R^{x-1}$ para igual porcentaje de control de válvula, aunque esta última caracterización es más específica y depende del parámetro R , el cual está generalmente entre 20 y 30. [24]

$$G = C_v f(x) \frac{\Delta P_v}{\text{sqrt}(sg)} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.3)$$

En la Figura 3.5, se presentan los gráficos correspondientes a la ecuación 3.2 para las dos primeras características de flujo mencionadas. Además, en las Figuras 3.6 se muestran los gráficos de la ecuación 3.3, también para las dos primeras características de flujo mencionadas. Para ambas simulaciones del flujo, se utilizaron los parámetros detallados en la Tabla 3.2, los cuales representan las características de la válvula Aalborg CFC 67 y el hidrógeno como fluido.

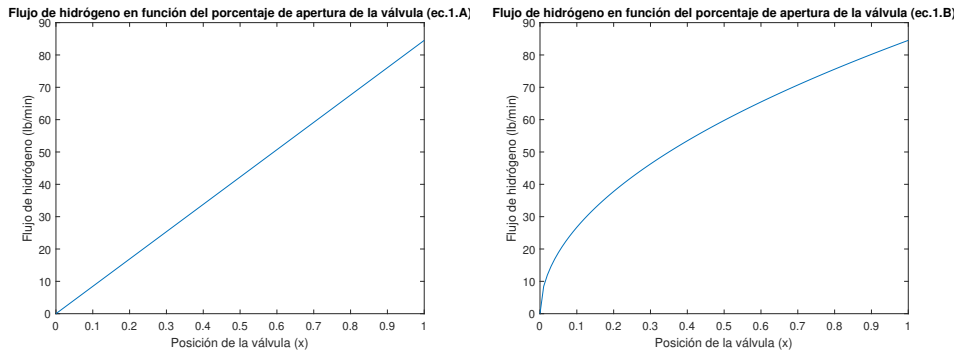


Figura 3.5: Flujo de hidrógeno (utilizando la función F) para una característica de flujo lineal (figura izquierda) y una característica de flujo de raíz cuadrática (figura de la derecha)

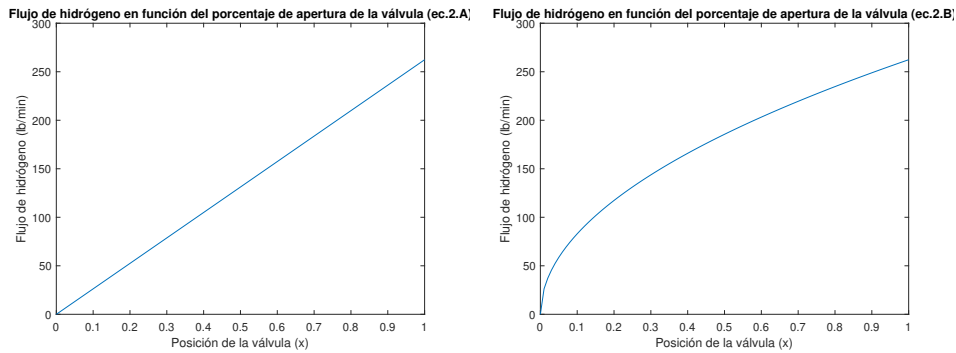


Figura 3.6: Flujo de hidrógeno (utilizando la función G) para una característica de flujo lineal (figura izquierda) y una característica de flujo de raíz cuadrática (figura de la derecha)

Tabla 3.2: Parámetros utilizados para modelar el flujo en función de la posición de una válvula

Parámetro	Valor numérico	Detalle
Vs	0:0,01:5	Voltaje de la señal de entrada
Cv	0,4	Coefficiente de flujo de la válvula (Aalborg GFC)
Pin	250	Presión de entrada del hidrógeno (psi)
Pout	40	Presión de salida del hidrógeno (psi)
sg	0,0056	Gravedad específica y Densidad del hidrógeno (lb/in^3)
mu	0,0000065	Viscosidad del hidrógeno ($lb/in * s$)
D	0,35	Diámetro interno de la válvula (in)
L	1	Longitud de la válvula (in)

Todos estos gráficos son una representación útil del flujo en una válvula solenoide proporcional y corresponden a un modelo que podría ser beneficioso, dependiendo del grado de abstracción deseado y los objetivos de control. Sin embargo, estas válvulas no establecen una relación directa entre el flujo y el voltaje de entrada, como lo hace un controlador de flujo másico. La importancia incluir estas representaciones, además de explicar la ventaja de optar por la inyección de hidrógeno mediante un controlador de flujo de masa, radica en crear conciencia de que, aunque este proceso se encuentra en una fase experimental y utiliza un controlador de alto costo, en el futuro se emplearán válvulas convencionales y la estructura de control deberá compensar las dinámicas no lineales asociadas a ellas.

El controlador de flujo de masa utiliza sensores de masa altamente precisos para asegurar que el flujo másico de hidrógeno en la salida sea proporcional a una señal analógica de entrada, que puede ser en forma de voltaje (0-5 V) o corriente (4-20 mA). Este controlador también proporciona una señal proporcional al flujo másico actual, que también puede expresarse en voltaje (0-5 V) o corriente (4-20 mA), lo que permite la retroalimentación y, por lo tanto, el control del proceso. En la Figura 3.7, se presenta la función que se ajusta perfectamente al modelo de la válvula cuando utilizamos el voltaje como señal de control.

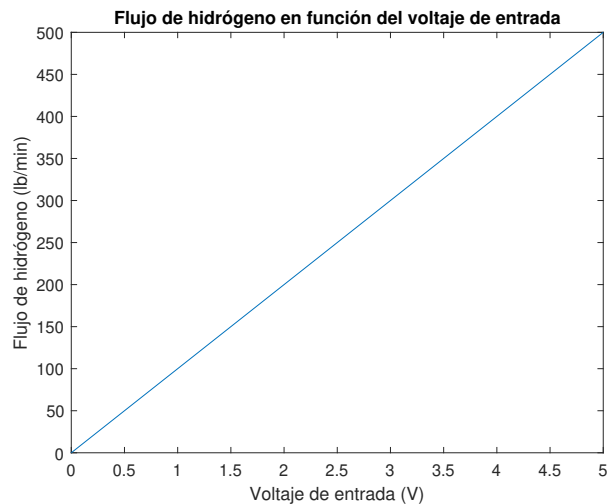


Figura 3.7: Función característica del controlador de flujo másico

Utilizando esta relación entre el voltaje de entrada y el flujo másico máximo capaz de entregar el controlador, además del rango de tiempo que asegura el fabricante se puede modelar este controlador de flujo de masa. Este modelo corresponde a una planta de ganancia 100 y constante de tiempo de 1,7, la que se obtiene al utilizar la ecuación $t_s = 4\tau$ y considerando un $t_s = 6,8$, es decir la suma entre el tiempo de respuesta y el tiempo de asentamiento. La planta puede ser representada con la siguiente ecuación:

$$G_v(s) = \frac{M}{s\tau_s + 1} = \frac{100}{1,7s + 1} \quad (3.4)$$

Esta descripción permite analizar y diseñar sistemas de control para interactuar adecuadamente con la planta en cuestión, teniendo en cuenta su comportamiento y características específicas.

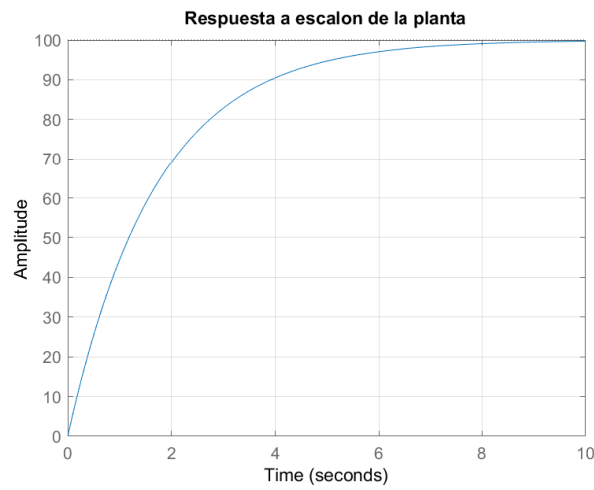


Figura 3.8: Respuesta escalón del modelo de la válvula

En la figura 3.8, se aprecia la respuesta al escalón de la planta descrita en la ecuación 3.4. Luego de aproximadamente 7 segundos, la respuesta de la planta alcanza un valor de 100. Esto coincide con los valores utilizados para modelar la respuesta del controlador de flujo másico, que posee una ganancia de 100, lo que permite obtener valores de flujo entre 0 y 500 libras por minuto (*lib/min*) en proporción a una señal de entrada entre 0 y 5 V. Los 7 segundos que la planta tarda en asentarse también concuerdan con el parámetro t_s , el cual corresponde a un valor aproximado de 4τ .

CONTROLADORES

Ahora que se tiene un modelo matemático de un vehículo motorizado y también el de un controlador de flujo másico es necesario proponer una configuración que permita evaluar las ventajas energéticas en el motor cuando se realiza la inyección directa en él. La configuración de la figura 4.1 propone, además de los dos modelos descritos en los modelos anteriores, dos bloque de control con una distribución similar al de un control en cascada. El primer bloque corresponde a una función cuyo objetivo es determinar la cantidad de hidrógeno (referencia de hidrógeno del sistema) que el motor recibirá en función de las variables de operación del motor mismo. El segundo bloque corresponde a un controlador que permite regular el flujo de hidrógeno del controlador de flujo másico modelado en la ecuación 3.4.

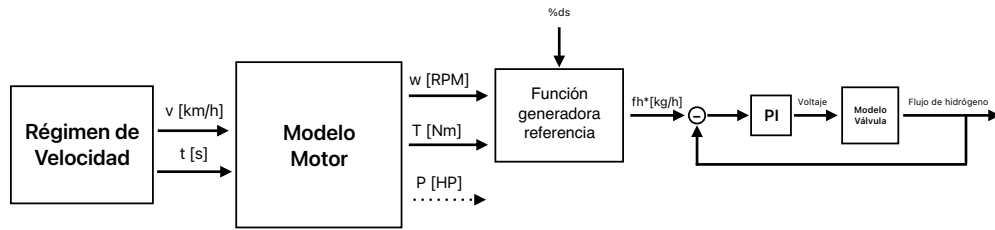


Figura 4.1: Configuración del modelamiento de inyección y control de combustión

La cantidad de hidrógeno que debe ser inyectada directamente en el motor ha sido objeto de investigación constante. En este contexto y, considerando que tenemos acceso al consumo de combustible del vehículo obtenido a través de pruebas realizadas por la NHTSA, se plantea la posibilidad de realizar una sustitución parcial del diesel de manera proporcional. Esto implica inyectar un flujo másico de hidrógeno en el motor, generalmente oscilando entre el 1 % y el 20 % de la energía aportada por el diesel inyectado. [25]

4.1. Régimen de velocidad

Como se muestra en los capítulos anteriores el modelo matemático del motor necesita un régimen de velocidad para poder obtener los parámetros necesarios para el control y la evaluación del rendimiento, en ese caso se utiliza un régimen simple de velocidad que aumenta la velocidad de 0 a 80 km/h , aunque este régimen se puede reemplazar por uno más complejo y obtener así salidas del modelo del motor que representen ciclos de velocidad reales donde las variables como el torque, la potencia y el consumo de combustible se asemejen mucho más a lo que se encuentra en las pruebas convencionales de vehículos. Si bien el bloque de la figura 4.1 que representa al régimen de velocidad no corresponde a un controlador, es fundamental en la configuración de control y es necesario para establecer una señal coherente de referencia para el lazo cerrado de control.

4.2. Modulo generador de referencia

Dado que el módulo encargado de generar la referencia de hidrógeno del sistema utiliza los datos contenidos en la tabla 2.4, es esencial obtener la velocidad angular del motor en RPM y el torque del motor en Nm a partir del modelo matemático del vehículo. Un factor importante es que el controlador de flujo másico, que está descrito por figura 3.4, relaciona el voltaje de control con el flujo en lb/min . Por otra parte, los datos que entregan el flujo de combustible en función de la velocidad angular del motor y su torque están en kg/h , por lo tanto, se debe agregar un bloque que permita unificar las unidades de medida del lazo de control. La relación entre lb/min y kg/h está descrita en la ecuación 4.1.

$$1[lb/min] = \frac{60}{2,20462}[kg/h] \quad (4.1)$$

Para obtener la referencia de flujo másico de hidrógeno del sistema se utiliza el mapa de calor de la figura 2.7, el cual corresponde a los valores de la tabla 2.2 interpolados, obteniendo 191 valores para cada eje. Para utilizar esta tabla en el modelo se debe definir nuevamente en una función que permite obtener valores de inyección de combustible en todo el rango de velocidad angular y torque. Estos valores de inyección de combustible deben ser escalados por un factor de definido previamente como entrada en el modelo. Este factor permite lograr la sustitución parcial de combustible y se ajusta según las preferencias del usuario. Esta sustitución parcial se logra a través de un balance energético y no de masa, es decir, si el porcentaje de sustitución fuese de un 5 %, no se inyectaría una masa igual al 5 por ciento, sino que la energía aportada por el hidrógeno, sobre la energía aportada por ambos combustibles, corresponde a un 5 %. Se adjunta en la ecuación 4.2 y 4.3, la ecuación que determina el porcentaje de sustitución y la ecuación que determina el flujo másico de hidrógeno en el diagrama de control respectivamente, PCI_{H_2} y PCI_D corresponden a los poderes caloríficos inferiores de ambos combustibles. En la Figura 4.2 se muestra la estructura del modulo que genera la referencia de hidrógeno y corresponde a la primera parte del sistema de control.

$$\%ds = \frac{m_H \cdot PCI_{H_2}}{m_D \cdot PCI_D + m_H \cdot PCI_{H_2}} \quad (4.2)$$

$$m_h = \frac{\%ds \cdot m_D \cdot PCI_D}{PCI_{H_2}(1 - \%ds)} \quad (4.3)$$

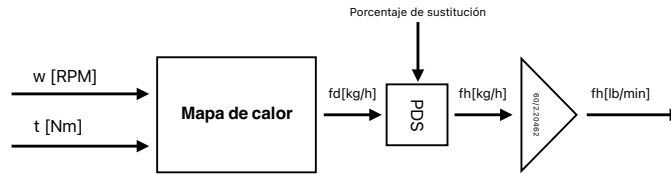


Figura 4.2: Función generadora de referencia

Se adjunta el código utilizado para generar la función de MATLAB, la que entrega la referencia del sistema de control y corresponde al flujo de hidrógeno que debe inyectarse al motor.

```

1 function f_hidrogeno = f_hidrogeno(rpm, torque, pdc, Zq)
2     PCID = 42.9; % MJ/kg
3     PCIH = 122; % MJ/kg
4     pdc=pdc/100;
5     consumo_actual = from_tabla(rpm,torque,Zq); %kg/h
6     flujo = (pdc*consumo_actual*PCID)/(PCIH*(1-pdc)); % kg/h
7     %flujo = flujo * 2.20462 / 60; % lb/min
8     f_hidrogeno = flujo;
9 end

```

En la figura 4.3 se muestra la curva obtenida cuando el torque permanece constante en 0 Nm y la velocidad aumenta progresivamente desde 0 a 3500 RPM cuando el porcentaje de sustitución es del 5%. En la Figura 4.4 se muestran curvas con el mismo régimen de velocidad que la anterior pero distintos valores de torque, de manera que estén en las diez primeras filas de la Tabla 2.2

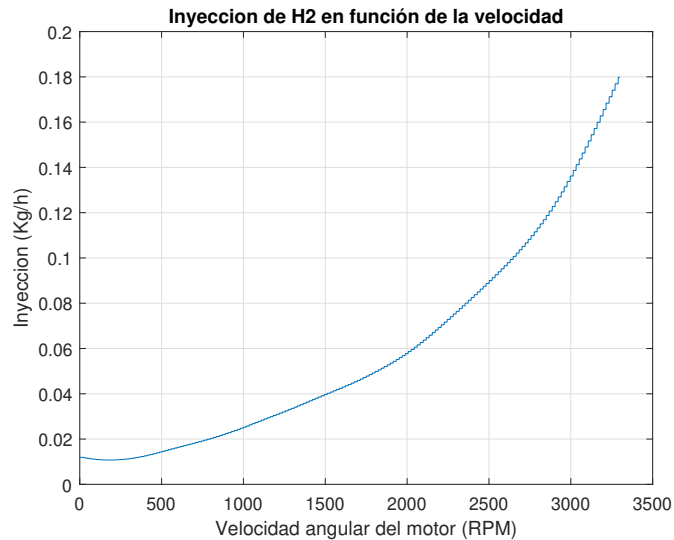


Figura 4.3: Inyección de hidrógeno en función de la velocidad (Torque = 0 Nm)

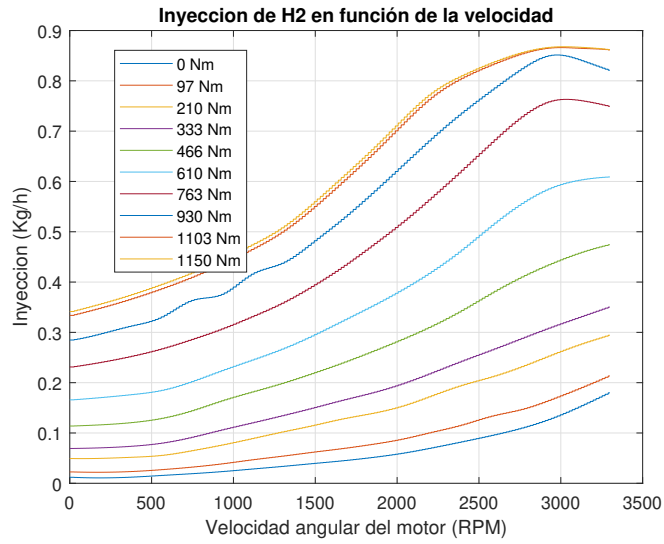


Figura 4.4: Inyección de hidrógeno en función de la velocidad (evaluado en distintos valores de torque)

4.3. Control de inyección de hidrógeno

El segundo controlador, que es de lazo cerrado, se encargará de controlar el flujo másico de hidrógeno que se inyecta en el motor, se realiza utilizando un control PI cuyo diseño se realiza para generar un seguimiento a perturbaciones de la planta de primer orden mencionada en la figura 3.4, se propone una estructura como el lazo de la figura 4.5, donde el controlador es un controlador PI cuya ecuación canónica está descrita en la Ecuación 4.4. [26]

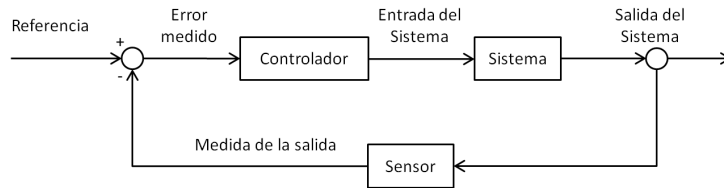


Figura 4.5: Lazo cerrado de control PID

$$C(s) = K_P + \frac{K_I}{s} = \frac{K_P s + K_I}{s} \quad (4.4)$$

Se obtiene la relación algebraica de la salida del sistema y la referencia, se define esta relación como la función $T(s)$ (ecuación 4.6), la que es igualada a uno, con el objetivo de mantener la entrada igual a la salida del sistema, en otras palabras, que la cantidad de hidrógeno que entregue la válvula sea igual a la referencia:

$$\begin{aligned}
H(s) &= G_v(s) \cdot V(s) \\
H(s) &= G_v(s) \cdot C(s) \cdot (H^*(s) - H(s)) \\
H(s) &= G_v(s) \cdot C(s) \cdot H^*(s) - G_v(s) \cdot C(s) \cdot H(s) \\
H(s)(1 + G_v(s) \cdot C(s)) &= G_v(s) \cdot C(s) \cdot H^*(s)
\end{aligned} \tag{4.5}$$

$$\frac{H(s)}{H^*(s)} = T(s) = \frac{G(s)C(s)}{1 + G(s)C(s)} \tag{4.6}$$

Se reemplazan los valores de $C(s)$ y $G_v(s)$, descritos en las ecuaciones 4.4 y 3.4 respectivamente, para describir la función $T(s)$ en base a parámetros conocidos, de esta forma la ecuación queda:

$$\begin{aligned}
T(s) &= \frac{\frac{K_P(s)+K_I}{s} \cdot \frac{M}{\tau_s s+1}}{1 + \frac{K_P(s)+K_I}{s} \cdot \frac{M}{\tau_s s+1}} \\
T(s) &= \frac{M(K_P s + K_I)}{\tau_s s^2 + s + s K_P M + K_I M}
\end{aligned} \tag{4.7}$$

$$T(s) = \frac{M(K_P s + K_I)}{\tau_s s^2 + (1 + K_P M)s + K_I M}$$

Finalmente la ecuación $T(s)$, correspondiente a la función de transferencia de lazo cerrado del sistema que describe la relación entre la referencia y salida de hidrógeno, se reescribe convenientemente en la ecuación 4.8.

$$T(s) = \frac{(M/\tau_s)(K_P s + K_I)}{s^2 + (\frac{1+K_P M}{\tau_s})s + \frac{K_I M}{\tau_s}} \tag{4.8}$$

Igualando el denominador de la ecuación 4.8 con la ecuación canónica de segundo orden (ecuación 4.9) se obtienen dos igualdades que permiten obtener las constantes proporcionales e interrogativas del controlador en función de parámetros conocidos.

$$s^2 + 2\rho w_n s + w_n^2 \tag{4.9}$$

De esta forma es posible despejar las constantes K_I y K_P , que están descritas en las ecuaciones 4.10 y 4.11 respectivamente.

$$K_I = \frac{w_n^2 \tau_s}{M} \tag{4.10}$$

$$K_P = \frac{2\rho w_n \tau_s - 1}{M} \tag{4.11}$$

Para obtener el valor numérico de las constantes K_I y K_P hay que definir y utilizar los valores de las constantes ρ , ϵ y w_n , correspondientes al factor de amortiguación, banda de error y a la frecuencia natural. El valor numérico de ρ y ϵ se define para obtener un sistema subamortiguado con una banda de error del 2%. El valor de w_n se calcula utilizando las variables ρ , ϵ y el tiempo de asentamiento (t_s), que corresponde a tiempo que se requiere

para que la curva de respuesta alcance un rango alrededor del valor final. La dependencia entre las variables está descrita en la Ecuación 4.12.

$$t_s = \frac{-Ln(\epsilon)}{\rho w_n} \quad (4.12)$$

En la Tabla 4.1 se adjuntan los valores numéricos de ρ y ϵ , además de las ganancias K_I y K_P cuando se define el tiempo de asentamiento en 0.5 segundos.

Tabla 4.1: Parámetros utilizados para el diseño de control PID de inyección de flujo másico de hidrógeno

ρ	ϵ	t_s	w_n	K_P	K_I
0,707	0,02	0,5	5,5146	0,1226	0,5170

De este modo, la estructura de control implementa un controlador PI cuya representación se describe mediante la ecuación 4.13.

$$C(s) = 0,1226 + \frac{0,5170}{s} = \frac{0,1226s + 0,5170}{s} \quad (4.13)$$

Las funciones de transferencias se definen en MATLAB utilizando el comando “tf” que crea un objeto de función de transferencia, es decir, que representa la relación entre la entrada y la salida de un sistema lineal e invariante en el tiempo (LTI, por sus siglas en inglés). Este comando recibe dos argumentos que representan los coeficientes del numerador y denominador de la función de transferencia, respectivamente. Se adjunta el código utilizado para obtener los valores numéricos de las constantes y definir las funciones de transferencia del controlador (Ecuación 4.13) y la válvula (Ecuación 3.4).

```

1 rho = 0.707;
2 e = 0.02;
3 ts = 0.5;
4 wn = -log(e)/(rho*ts);
5 Kp = (3.4*rho*wn-1)/100;
6 Ki = (1.7*wn^2)/100;
7
8 tf_pid = tf([Kp Ki], 1); % Funcion de transferencia PID
9 tf_valve = tf(100, [1.7 1]); % Funcion de transferencia valvula

```

La realimentación del lazo cerrado de control se implementa utilizando el comando “feedback” de MATLAB, el cual se utiliza para calcular la función de transferencia de un sistema en lazo cerrado a partir de las funciones de transferencia del sistema en lazo abierto y del controlador. Esta función es particularmente útil cuando se desea analizar el comportamiento de un sistema de control retroalimentado como el de la figura 4.6, que puede ser descrito por el comando “H = feedback(G,K)”.

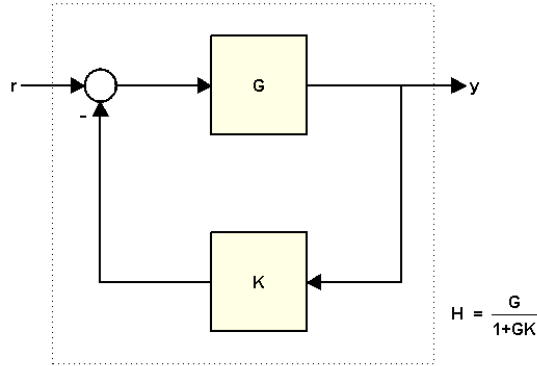


Figura 4.6: Estructura de comando feedback de Matlab

Para obtener la salida del sistema, se emplea el comando “lsim” de MATLAB, que se utiliza comúnmente para simular la respuesta temporal de sistemas lineales e invariantes en el tiempo (LTI) ante una señal de entrada dada. El comando recibe tres argumentos, la función que describe al sistema, la señal de entrada al sistema y el vector temporal, que determina los puntos donde se calcula la respuesta del sistema.

Para obtener la salida del sistema, es necesario redefinir un vector temporal que reemplace al vector proporcionado por el modelo matemático del motor. Este nuevo vector temporal debe estar subdividido en intervalos equidistantes. En el siguiente código, se presenta la implementación de la retroalimentación del lazo de control, la corrección del vector temporal y la generación del vector de referencia utilizando una función descrita en la sección anterior. Esta función toma como parámetros de entrada las salidas del modelo matemático del motor. Finalmente, se utiliza el comando “lsim” para obtener y transformar la salida del sistema en flujo másico de hidrógeno, expresado en unidades de *kg/h*.”

```

1 sistema_controlado = feedback(tf_pid*tf_valve,1);          % Funcion lazo
2 tiempo_corregido = 0:1:(length(tt)-1);                  %Corrije el vector de tiempo
3
4 % Referencia de h2 de kg/h a lb/min
5 for i= 1:length(wsRPM)
6     ref_h(i) = f_hidrogeno(wsRPM(i), Tormotor1(i), porcentaje_sust);
7     ref_hlb(i) = ref_h(i)*2.20462/60;
8 end
9
10 % Salida del diagrama de control de lb/min a kg/h
11 ytotalb = lsim(sistema_controlado,ref_hlb,tiempo_corregido);
12 ytotal = ytotalb*60/2.20462;

```

En la Figura 4.7 se muestra la salida y referencia del lazo de control. Con esto finaliza el capítulo y la implementación del sistema de control de la inyección de hidrógeno en un motor diesel operando de forma dual. En el siguiente capítulo se implementa el modelo matemático y el sistema de control en un ciclo real de velocidad, correspondiente al estándar europeo de manejo, para analizar el ahorro energético que significa implementar la inyección de hidrógeno.

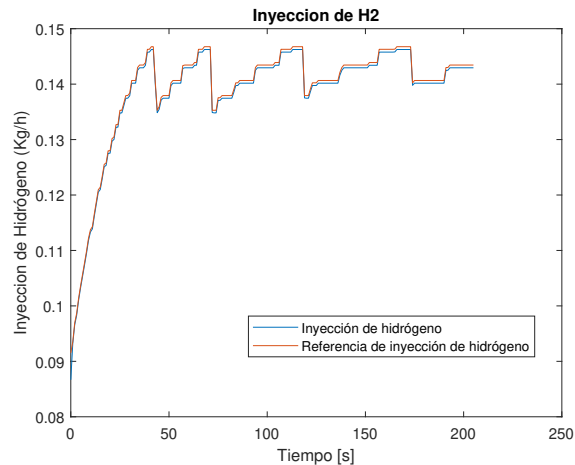


Figura 4.7: Señal de referencia y salida del lazo cerrado de control de inyección de hidrógeno

4.4. Ahorro energético

Con el fin de evaluar el impacto de la inyección de hidrógeno en un motor diésel, se realiza una comparación energética entre el funcionamiento convencional con diésel y la operación híbrida que incluye la inyección de hidrógeno. Dado que el motor diésel opera en un ciclo de autoignición por compresión, se supone que ambas configuraciones consumen la misma cantidad de energía en la etapa de compresión. En esta comparación, se considera la cantidad de energía generada por el hidrógeno inyectado en la operación híbrida y se compara con la energía obtenida por el diésel en la operación convencional.

La suposición en esta evaluación es que el pistón realiza la ignición utilizando una cantidad constante de energía en ambas configuraciones, lo que puede considerarse un supuesto razonable, ya que obtener información de lo que sucede en los pistones es sumamente complejo. El objetivo es cuantificar la diferencia en términos de energía entre el funcionamiento con diésel exclusivamente y el funcionamiento híbrido que involucra la inyección de hidrógeno. Los resultados de esta comparación energética proporcionarán una visión clara de los beneficios en términos de eficiencia y ahorro de energía logrados mediante la inyección de hidrógeno en el motor diésel en un ciclo simple de operación.

Se modela el ciclo simple de velocidad para la Dodge Ram del 2019 con el motor Cummins ISB PU385 con distintos porcentajes de sustitución de diesel, la Tabla 4.2 muestra la masa de diesel ahorrada al realizar una combustión híbrida. El calculo matemático del ahorro es realizado con el supuesto de conservación de energía mencionado anteriormente. Se aprecia un ahorro considerable en la cantidad de diesel consumido, el cual supera los 100 gramos desde un índice superior al 20 %, lo que reafirma las ventajas de de esta alternativa para la disminución de gases de efectos invernaderos, considerando que el modelo recrea únicamente 205 segundos de operación, tiempo que se demora el vehículo en alcanzar los 80 Km/h .

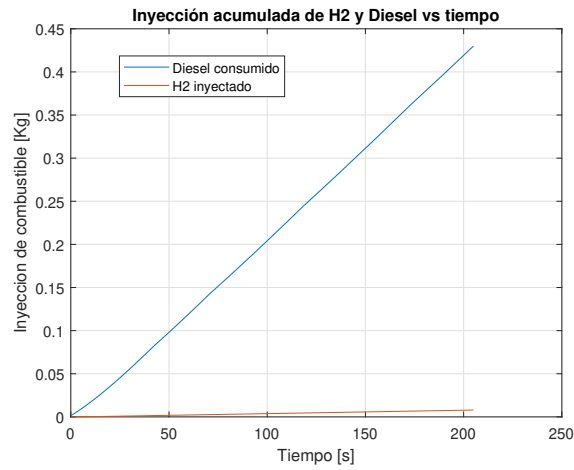


Figura 4.8: Inyección de Diesel e Hidrógeno en función del tiempo

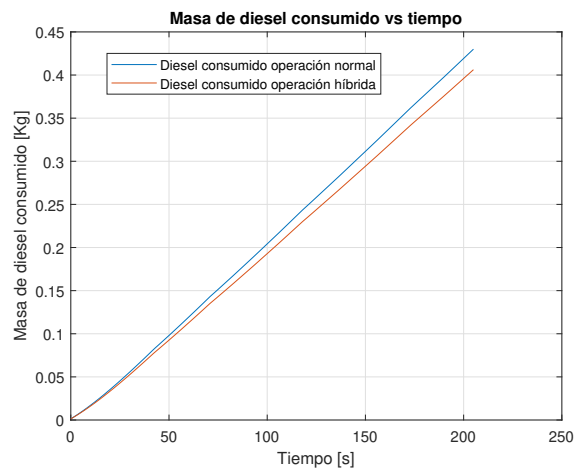


Figura 4.9: Comparación de consumo acumulado de diesel combustión normal e híbrida

Tabla 4.2: Ahorro en kg de diesel en función del porcentaje de sustitución

%ds	Ahorro	%ds	Ahorro	%ds	Ahorro	%ds	Ahorro
1 %	0,0038	2 %	0,0077	3 %	0,0117	4 %	0,0158
5 %	0,0199	6 %	0,0242	7 %	0,0285	8 %	0,0329
9 %	0,0375	10 %	0,0421	11 %	0,0468	12 %	0,0517
13 %	0,0566	14 %	0,0617	15 %	0,0669	16 %	0,0722
17 %	0,0776	18 %	0,0832	19 %	0,0889	20 %	0,0947

VALIDACIÓN DEL DIAGRAMA DE CONTROL

En este capítulo, se aborda la validación del diagrama de control del sistema de inyección de hidrógeno implementado en el motor diésel. La validez y eficacia del lazo de control son elementos cruciales para garantizar un rendimiento óptimo del sistema en condiciones de operación real. La validación se lleva a cabo a través de una serie de pruebas y análisis, enfocándose en diversos aspectos del sistema, desde el régimen de velocidad hasta el control de la inyección de hidrógeno.

Los objetivos principales de la validación son verificar la capacidad del sistema de control para mantener una inyección de hidrógeno precisa durante todo el régimen de velocidad deseado. Además, se busca confirmar que el modelo matemático del controlador de flujo masivo GFC Aalborg se ajusta adecuadamente a las condiciones reales de operación.

La metodología de validación implica la recreación de datos obtenidos en pruebas realizadas por el Grupo de Investigación de Motores y Combustibles Alternativos, donde se recolectó la masa de diésel e hidrógeno durante un régimen de velocidad implementado en una camioneta Mitsubishi para distintos porcentajes de sustitución. De esta forma, se utilizará la masa de hidrógeno consumida como referencia del lazo de control para evaluar el comportamiento del lazo ante una señal de referencia obtenida en pruebas de laboratorio. Además, se aprovecha de evaluar el modelo de la válvula como una planta de primer orden, observando el comportamiento del diésel inyectado en la operación real.

La ventaja de adoptar un enfoque modular durante el desarrollo del proyecto radica en la capacidad de centrar la validación exclusivamente en el lazo de control. El modelo matemático del vehículo motorizado es una representación simplificada basada en las curvas características del motor, las cuales son generalmente difíciles de obtener. Dado que en esta fase inicial solo se necesitan señales relativamente similares a las de una operación real, resulta suficiente validar las variables de revoluciones por minuto, torque y potencia de manera aproximada. Esto se debe a que el resto del trabajo está diseñado para obtener estas variables directamente desde la computadora del vehículo. Por otra parte, la función de inyección de hidrógeno está diseñada específicamente para permitir modificaciones sencillas

en los parámetros. De esta manera, se pueden refinar los parámetros de inyección de hidrógeno para mejorar la eficiencia de la combustión en caso de utilizar un enfoque más específico que la sustitución parcial. Este enfoque modular proporciona una mayor fidelidad a las condiciones reales y mejora la robustez del sistema al ajustarse de manera más precisa a las complejidades del entorno operativo.

5.1. Obtención de datos

Como se menciona en el párrafo anterior los datos utilizados en este capítulo fueron obtenidos por el Grupo de Investigación de Motores y Combustibles Alternativos, estas mediciones de masa corresponden son proporcionales al consumo de combustible, ya que se obtienen al medir la masa de los estanques de diesel e hidrógeno cuando se somete, mediante pruebas en un freno dinamométrico, a una camioneta Mitsubishi L200 al ciclo de conducción europeo.

Los datos se entregan en formato texto, con una estructura similar a la tabla 5.1, donde hay tres columnas, correspondientes al tiempo de muestra en segundos, el registro másico de combustible y la hora de la muestra. El arreglo tiene 1193 muestras, lo que corresponde a 1193 segundos muestreados, tiempo muy similar a la duración teórica del ciclo de conducción utilizado el cual corresponde al nuevo ciclo de conducción europeo o NEDC (de las siglas en ingles “New European Driving Cycle”), cuya duración teórica es de 1180 segundos. El NEDC fue utilizado como estándar para evaluar la eficiencia de combustible y las emisiones de CO₂ de los vehículos en Europa durante varias décadas. Este ciclo de conducción estandarizado se diseñó para simular el comportamiento típico de un automóvil en el tráfico urbano y en carretera. El ciclo consta de dos partes principales, la primera es el ciclo urbano, que dura aproximadamente 1180 segundos y es la repetición de cuatro ciclos cortos denominados “Elementary urban cycle”. La segunda corresponde al ciclo extra urbano, que dura 400 segundos y representa el comportamiento de los vehículos en las carreteras.

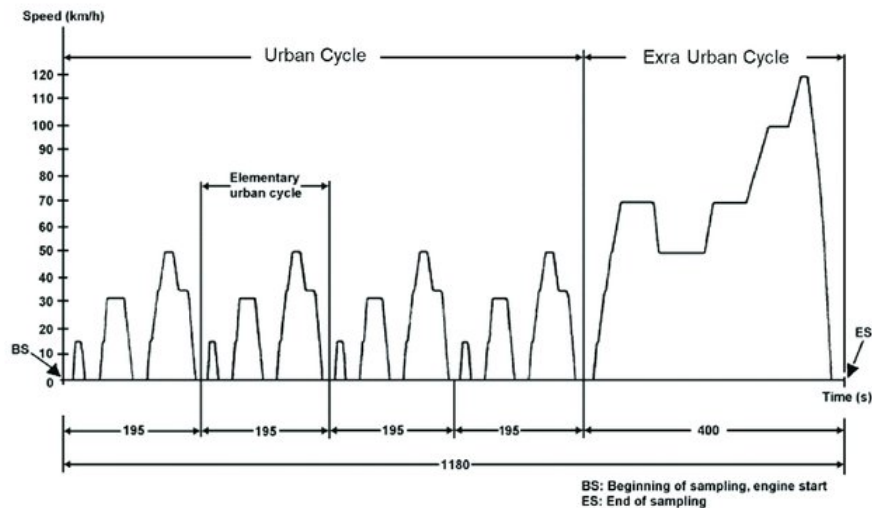


Figura 5.1: Nuevo ciclo europeo de conducción

Los datos de esta tabla 5.1 corresponden a una de muchas pruebas realizadas por el equipo de investigación y corresponde específicamente al ciclo numero uno con menor porcentaje de sustitución de hidrógeno inyectando hidrógeno en intervalos fijos de tiempo. La comparación entre la primera y ultima fila de la segunda columna de la tabla 5.1 permite obtener el consumo total de hidrógeno utilizado durante la prueba, que en este caso es de aproximadamente 1 kg.

Tabla 5.1: Datos recolectados por el Grupo de Investigación de Motores y Combustibles Alternativos

Tiempo de Muestra (seg)	Peso (kg)	Hora de la Muestra
0	14,000	16-06-2022 15:28:19
1	14,000	16-06-2022 15:28:20
2	13,998	16-06-2022 15:28:21
3	13,998	16-06-2022 15:28:22
4	13,998	16-06-2022 15:28:23
5	13,998	16-06-2022 15:28:24
6	13,982	16-06-2022 15:28:25
7	13,930	16-06-2022 15:28:26
...		
...		
...		
1187	13,032	16-06-2022 15:48:06
1188	13,032	16-06-2022 15:48:07
1189	13,033	16-06-2022 15:48:08
1190	13,033	16-06-2022 15:48:09
1191	13,030	16-06-2022 15:48:10
1192	13,030	16-06-2022 15:48:11
1193	13,031	16-06-2022 15:48:12

5.2. Procesamiento de datos

Ya que los datos de la tabla 5.1 necesitan ser procesados en el software de computo numérico MATLAB es necesario procesarlos ligeramente para generar un arreglo útil. Para realizar esta modificación se genera un archivo .xlsx capaz de estructurar los datos en matrices y modificar el las comas utilizadas en el peso de la muestra por puntos.

El archivo .xlsx generado puede ser fácilmente cargado en MATLAB sobrescribiendo los datos en un archivo en blanco. Una vez generado y actualizado el archivo es conveniente guardar el archivo con el comando “load” de MATLAB, esto para no tener que repetir los pasos anteriores y solo cargar el arreglo desde la ubicación del código. Se emplea un bucle “for” para calcular y representar gráficamente el consumo acumulado de hidrógeno, en cada iteración se obtiene la inyección instantánea del mismo combustible y se guarda en otro arreglo. Ambas se muestran en la figura 5.2.

En la figura 5.2 se puede apreciar una gran cantidad de ruido en la medición de la masa del estanque de hidrógeno, esto considerando que el combustible solo se está inyectando hacia los inyectores y no debieran existir aumentos en su masa. Esto se nota con más detalle observando la inyección instantánea de hidrógeno, donde se nota una distribución equitativa

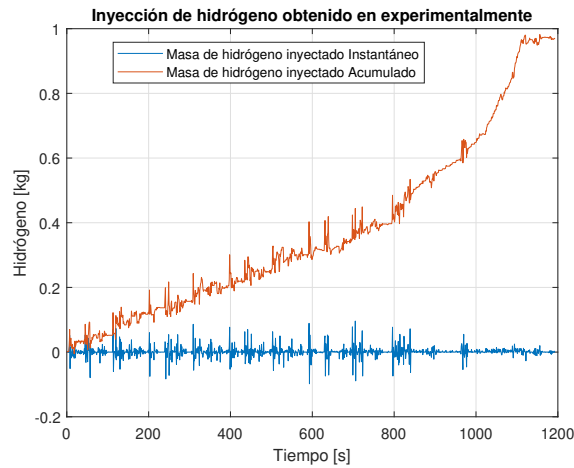


Figura 5.2: Masa de hidrógeno inyectada obtenida experimentalmente

entre los valores positivos y negativos de inyección.

Para obtener una señal de referencia que solo tenga valores positivos de inyección de hidrógeno es necesario procesar los datos obtenidos experimentalmente. El primer paso es aplicar un filtro de media móvil, este filtro toma una media de la señal dentro N valores, el valor de N está determinado por el valor de la ventana. Este suavizado permite descubrir patrones importantes en los datos mientras se omiten elementos que no son importantes, en este caso, se está determinando el flujo de masa que sale del estanque, omitiendo el error generado por la balanza utilizado. La Figura 5.3 corresponde a la curva de masa de hidrógeno inyectada acumulada inyectada al motor luego de aplicar un filtro de media móvil con una ventana de tamaño 60.

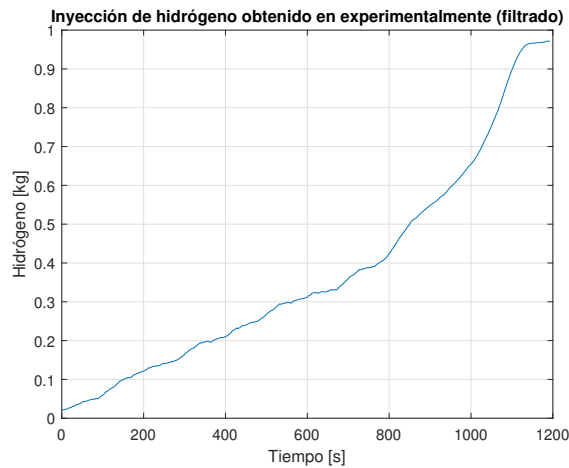


Figura 5.3: Masa de hidrógeno inyectada (filtrada)

La figura 5.3 corresponde a una gráfica más cercana a una inyección continua de

hidrógeno, donde se elimina el ruido de la señal y solo aumenta la masa suministrada al motor. Al igual que en la figura 5.2, se itera sobre el arreglo para obtener la inyección instantánea de hidrógeno, esta señal obtenida corresponde a la referencia del diagrama de control y, un buen seguimiento de esta señal, validará los parámetros del controlador como un diseño capaz de seguir referencias obtenidas en una operación real. A pesar del filtro de ventana móvil hay instantes donde la señal de inyección instantánea sigue siendo negativa, es necesario eliminar previamente estos valores, ya que aunque el controlador de flujo másico no tenga la capacidad de sustraer masa de hidrógeno desde los inyectores, los valores afectarán al calculo de masa de hidrógeno total suministrada total. La Figura 5.4 tiene dos gráficas, la izquierda corresponde a la señal obtenida con los pequeños valores negativos mencionados anteriormente, la gráfica derecha corresponde al resultado de aplicar un nuevo filtro a la señal que elimina los valores negativos. Aunque la diferencia es muy pequeña y casi imperceptible, se busca evitar entregar referencias negativas al lazo de control.

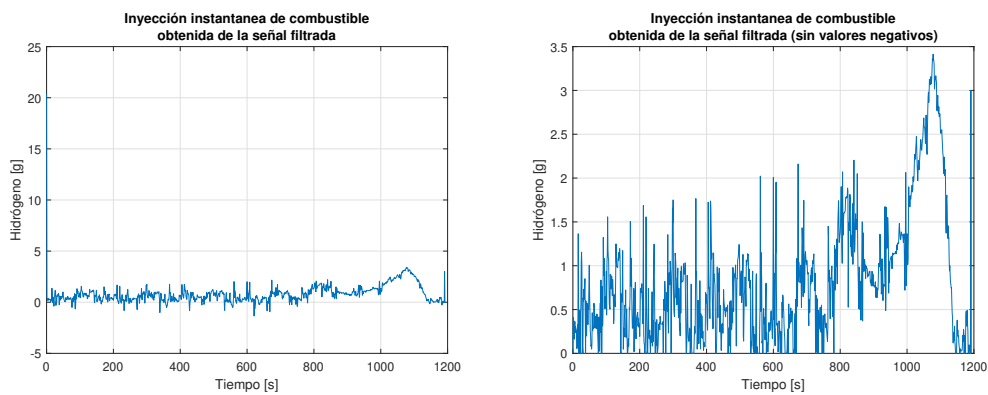


Figura 5.4: Inyección instantánea de hidrógeno al motor (figura de la izquierda corresponde a la señal original, la de la derecha corresponde a la señal filtrada)

5.3. Simulación y comparación de resultados

La señal obtenida previamente (primera grafica de la Figura 5.4 b) es utilizada como referencia al diagrama de control diseñado para evaluar el comportamiento dinámico del sistema. El diagrama de control corresponde a la implementación en lazo cerrado del controlador PI y el modelo matemático del controlador de flujo másico GFC Aalborg descrito en el capítulo 4. Este enfoque permitirá analizar detalladamente la respuesta del sistema a las diferentes condiciones operativas y variaciones en los parámetros clave que ofrece el ciclo de conducción europeo utilizado.

La figura 5.5 corresponde a la comparación entre la señal de referencia y salida del diagrama de control durante el escenario simulado, que corresponde a los 1200 segundos aproximadamente que dura el ciclo de conducción europeo. Una primera comparación visual de las señales revela las dinámicas del sistema a lo largo del ciclo de conducción. Se identifican los momentos de arranque, aceleración, desaceleración y periodos estacionarios, permitiendo evaluar cómo el sistema responde a diferentes demandas de hidrógeno que requiere la operación.

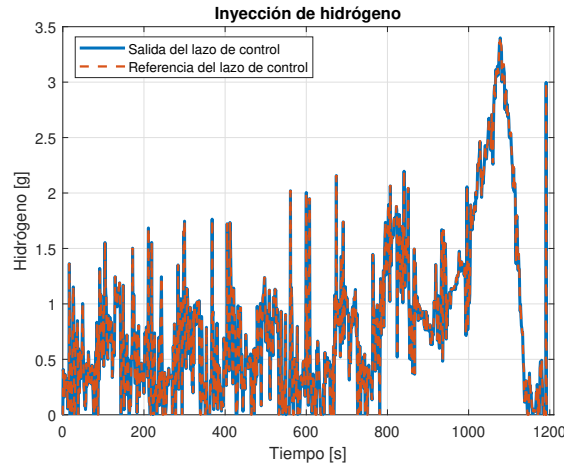


Figura 5.5: Respuesta del sistema al nuevo ciclo de conducción europeo

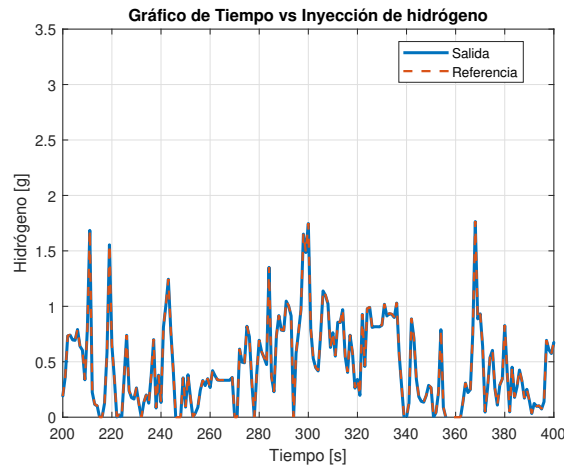


Figura 5.6: Respuesta del sistema al segundo ciclo ECE-15

A primera vista el seguimiento de la señal es bastante bueno y no parecen haber errores en los transientes ni de seguimiento, aún así se lleva a cabo un análisis cuantitativo de los resultados, incluyendo métricas relevantes como el error medio cuadrático (RMSE) y la desviación porcentual, proporcionando una evaluación más precisa de la concordancia entre la señal de referencia y la salida del sistema. Además, se adjunta en la Figura 5.6 la respuesta del diagrama de control durante el segundo ciclo ECE-15, el cual se llevó a cabo en el marco del nuevo ciclo de conducción europeo, abarcando el intervalo de tiempo entre los segundos 200 y 400 de la simulación. Esta elección específica del ciclo de conducción proporciona una evaluación más precisa de los aspectos dinámicos del sistema, ya que representa condiciones de conducción más realistas y variadas, en un rango más acotado de tiempo.

CONCLUSIÓN

Este proyecto de memoria titulado "Modelado y Control de Inyección de Hidrógeno para Control de Combustión en Motor Diesel" ha abordado de manera integral el desarrollo de un sistema innovador destinado a promover y facilitar la investigación en la inyección directa de hidrógeno en vehículos motorizados. A lo largo de este trabajo, se han delineado tres componentes fundamentales que convergen en la búsqueda de optimizar la eficiencia y sostenibilidad en el ámbito de la combustión híbrida.

En primer lugar, se ha desarrollado un modelo matemático para un vehículo motorizado utilizando como base del modelo las curvas características del motor mediante relaciones matemáticas entre la velocidad lineal del vehículo con las revoluciones por minuto del motor, otorgando una base sólida y verificable que ha servido como cimiento para las etapas posteriores del proyecto. Este enfoque inicial, aunque simple, ha sido crucial para validar las fases subsiguientes del trabajo, brindando confianza en la implementación de soluciones más avanzadas.

La segunda parte de esta investigación se ha centrado en la formulación de un modelo matemático para un controlador de flujo másico, que desempeña un papel crucial en el resto del proyecto. Este componente es esencial para asegurar un manejo eficiente y preciso de la inyección de hidrógeno en el entorno de pruebas que posee el GIMCA. Como se menciona durante la investigación el controlador de flujo másico no es la implementación idónea para un kit de inyección comercial, pero si lo es para marco actual de la investigación, donde se está trabajando para refinar los parámetros de la inyección de hidrógeno más allá de la sustitución parcial de combustible, permitiendo así optimizar al máximo los ahorros energéticos y la disminución de agentes contaminantes en la operación.

La tercera y última parte de la memoria se ha enfocado en el desarrollo de un sistema de control de inyección de hidrógeno modular. La estrategia de control es simple y eficiente, utilizando los parámetros actuales de operación del motor se obtiene, mediante una función que utiliza el consumo específico de combustible y el porcentaje de sustitución deseado, la referencia de hidrógeno que se entrega al lazo cerrado de control. Este enfoque innovador tiene como objetivo permitir futuras mejoras en torno a la cantidad de hidrógeno inyectado sin la necesidad de modificar el controlador PI propuesto.

La calidad del lazo de control se evalúa mediante diversos parámetros que ofrecen una visión integral del rendimiento del sistema de control. En el caso particular analizado, los resultados indican una notable calidad de seguimiento del lazo de control. La desviación estándar extremadamente baja (0.003 g) del error revela una consistencia excepcional en la respuesta del sistema, sugiriendo que los valores del error tienden a mantenerse cercanos a la media. Además, tanto el valor máximo del error (0.015 g) como el valor medio del error

(0.004 g) son de magnitudes muy pequeñas, señalando que el controlador logra seguir la referencia de manera precisa y equilibrada entre valores positivos y negativos. Estos hallazgos apuntan hacia un desempeño altamente efectivo del lazo de control, destacando la capacidad del sistema para mantenerse próximo al valor deseado con una mínima variabilidad. En resumen, la calidad del lazo de control evaluada a través de estos parámetros refleja un nivel significativo de precisión y estabilidad en la respuesta del sistema.

Sin duda alguna el trabajo realizado será de gran ayuda para el trabajo de investigación desarrollado en la Universidad Técnica Federico Santa María por el Grupo de Investigación de Motores y Combustibles Alternativos, cuyos trabajos tienen como objetivo obtener un kit de inyección de hidrógeno comercial para un modelo específico de automóvil. Antes de colaborar como correferentes del trabajo de memoria el uso del controlador de flujo másico era bastante arcaico ya que se interactuaba mediante una herramienta, para girar un potenciómetro cuya posición es proporcional al flujo másico deseado. En la actualidad, y gracias al trabajo realizado, cuentan con una señal de voltaje proporcional que controla el flujo del controlador, lo que significa un gran avance, considerando el alcance que tiene un equipo como el controlador Aalborg.

Es crucial reconocer que este estudio ha enfrentado limitaciones inherentes, muchas de las cuales derivan de la colaboración interdisciplinaria entre el departamento de ingeniería civil electrónica y el departamento de mecánica. La diversidad en las herramientas, métodos de recolección y sistemas de almacenamiento de datos entre estos dos campos ha sido una fuente significativa de desafíos.

La integración de perspectivas y enfoques provenientes de ambas disciplinas ha enriquecido la investigación, pero al mismo tiempo, ha presentado obstáculos relacionados con la interpretación y comparación de datos. La variabilidad en las metodologías de trabajo y la estructura de datos ha impactado la coherencia y uniformidad en el análisis.

Estas limitaciones subrayan la necesidad de una mayor integración y estandarización de métodos entre disciplinas para futuras investigaciones colaborativas. A pesar de estos desafíos, la experiencia ha proporcionado valiosas lecciones sobre la importancia de la comunicación efectiva y la comprensión mutua entre diferentes campos de estudio, destacando la necesidad de abordar estas diferencias desde las primeras etapas de proyectos interdisciplinarios.

Esta memoria sienta las bases para futuras investigaciones y desarrollos adicionales, entre los cuales destaca la necesidad de encontrar una forma más eficiente de recolectar datos para las pruebas en el laboratorio de motores de combustión interna. También es crucial trabajar en la creación de un equipo físico que consolide el diagrama de control, generando las señales de voltaje necesarias para manejar la válvula. Este equipo debe cumplir con los requisitos de seguridad y operación, marcando un paso importante para llevar a la práctica los conceptos desarrollados en esta memoria.

En resumen, este proyecto no solo es un hito en la investigación de la inyección directa de hidrógeno en motores diesel, sino que también establece un precedente para la integración de disciplinas y la evolución constante de tecnologías más limpias y eficientes en la industria automotriz. Con sus contribuciones innovadoras y lecciones aprendidas, esta memoria se posiciona como un referente valioso para futuras investigaciones y desarrollos en el campo de la ingeniería de vehículos y la sostenibilidad ambiental.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] “¿qué es el cambio climático? — ong manos unidas.” [Online]. Available: <https://www.manosunidas.org/observatorio/cambio-climatico/que-es-cambio-climatico>
- [2] “Cuáles son los gases de efecto invernadero - fundación aquae.” [Online]. Available: <https://www.fundacionaquae.org/wiki/los-gases-de-efecto-invernadero/>
- [3] “¿qué son los combustibles fósiles? — national geographic.” [Online]. Available: <https://www.nationalgeographic.es/medio-ambiente/explicacion-que-son-combustibles-fosiles>
- [4] “Retc – registro de emisiones y transferencias de contaminantes.” [Online]. Available: <https://retc.mma.gob.cl/>
- [5] A. R. M. Joan and O. B. Doblado, *Vehiculos: Electricos E Hibridos*. Paraninfo, 2017.
- [6] “Huella de carbono del coche: reducir las emisiones de co2.” [Online]. Available: <https://climate.selectra.com/es/huella-carbono/coche>
- [7] “¿qué es el diésel? — renting finders.” [Online]. Available: <https://rentingfinders.com/glosario/diesel/>
- [8] “Diferencias entre gasoil a y b - gasóleos baymar - distribuidor oficial.” [Online]. Available: <https://www.exclusivasbaymar.com/diferencias-entre-gasoil-a-y-b/>
- [9] “Motores de combustión interna alternativos (mcia) (1ªparte).” [Online]. Available: <https://ingenieromarino.com/motores-de-combustion-interna-alternativos-mcia/>
- [10] A. R. d. Antonio and M. M. Domínguez, *Motores de Combustión Interna*. Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2015.
- [11] H. D. Young and P. W. Adams, *College physics*. Pearson, 2020.
- [12] “2019 ram 1500 big horn/lonestar 4x2 quad cab 6’4” box features and specs.” [Online]. Available: https://www.caranddriver.com/ram/1500-2024/specs/2019/ram_1500_ram-1500_2019
- [13] R. Chang, J. Overby, N. G. Cazares, and S. O. S. Antonio, *Química*. McGraw-Hill, 2020.

- [14] “¿cómo funciona un motor de hidrógeno? así es el coche de hidrógeno.” [Online]. Available: <https://www.hyundai.com/es/zonaeco/eco-drive/tendencias/como-funciona-motor-hidrogeno>
- [15] “Global ev outlook 2017 – analysis – iea.” [Online]. Available: <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2017>
- [16] I. I. E. Agency, “Global ev outlook 2017 two million and counting.” [Online]. Available: www.iea.org/tc/
- [17] “Así es el nuevo sistema que adapta los motores diésel para que funcionen con hidrógeno.” [Online]. Available: <https://www.motor.es/futuro/sistema-adapta-motores-diesel-funcionen-hidrogeno-202290321.html>
- [18] “New system retrofits diesel engines to run on 90 per cent hydrogen — unsw newsroom.” [Online]. Available: <https://newsroom.unsw.edu.au/news/science-tech/new-system-retrofits-diesel-engines-run-90-cent-hydrogen>
- [19] X. Liu, G. Seberry, S. Kook, Q. N. Chan, and E. R. Hawkes, “Direct injection of hydrogen main fuel and diesel pilot fuel in a retrofitted single-cylinder compression ignition engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 47, pp. 35 864–35 876, 10 2022. [Online]. Available: <https://newsroom.unsw.edu.au/news/science-tech/new-system-retrofits-diesel-engines-run-90-cent-hydrogen>
- [20] “Inyectar hidrógeno y gasóleo, la tecnología que quiere alargar la vida de los diésel - hydi.” [Online]. Available: <https://hydi.com.au/inyectar-hidrogeno-y-gasoleo-la-tecnologia-que-quiere-alargar-la-vida-de-los-diesel/>
- [21] “Gfc mass flow controller : Aalborg, manufacturer of high quality flow instrumentation.” [Online]. Available: https://www.aalborg.com/gfc-mass-flow-controller_o/21
- [22] “Ingeniería - libretexs español.” [Online]. Available: <https://espanol.libretexs.org/Ingenieria>
- [23] https://www.editores-srl.com.ar/sites/default/files/aa4diciencia_coeficiente_valvula.pdf.
- [24] P. Guido and D. Ciancia, “¿qué es coeficiente de la válvula cvl” 2017. [Online]. Available: www.svsconsultores.com.ar
- [25] “Hidrógeno verde: el combustible del futuro - ingeniería uc educación profesional.” [Online]. Available: <https://educacionprofesional.ing.uc.cl/hidrogeno-verde-el-combustible-del-futuro/>
- [26] “9.2: Control de p, i, d, pi, pd y pid - libretexs español.” [Online]. Available:

ANEXO A

x1 \ x0	0	77	153	230	307	383
500	0,92	2,13	3,44	4,82	6,29	7,83
658	0,83	2,10	3,46	4,91	6,43	8,01
816	0,95	2,22	3,61	5,12	6,72	8,35
974	1,21	2,51	3,88	5,53	7,31	9,01
1132	1,48	2,96	4,55	6,37	8,30	10,13
1289	1,80	3,54	5,36	7,41	9,59	11,60
1447	2,19	4,19	6,29	8,47	10,67	12,79
1605	2,59	4,89	7,26	9,56	11,77	13,98
1763	3,02	5,56	8,17	10,66	13,00	15,36
1921	3,45	6,21	9,14	11,82	14,29	16,83
2079	3,96	6,90	9,92	12,85	15,66	18,48
2237	4,60	7,77	11,00	14,14	17,18	20,22
2395	5,44	8,95	12,55	15,85	18,89	22,10
2553	6,37	10,16	14,09	17,60	20,78	24,27
2711	7,35	11,31	15,31	19,13	22,83	26,73
2868	8,48	12,65	16,84	20,83	24,74	28,94
3026	9,97	14,23	18,56	22,61	26,49	30,85
3184	11,92	15,96	20,09	24,19	28,31	32,69
3342	14,10	17,84	21,74	25,74	29,84	34,09
3500	16,27	19,73	23,39	27,20	31,12	35,16

Tabla 2: Primera parte de la tabla.

x1 \ x0	460	537	613	690	767	843
500	11,17	12,99	14,90	16,87	18,87	20,86
658	11,44	13,37	15,42	17,54	19,68	21,80
816	11,77	13,83	16,08	18,38	20,66	22,91
974	12,16	14,52	17,00	19,45	21,86	24,22
1132	13,61	15,85	18,32	20,82	23,31	25,77
1289	15,35	17,52	19,93	22,43	25,00	27,57
1447	16,91	19,13	21,53	24,17	26,94	29,67
1605	18,51	20,81	23,16	26,10	29,19	32,17
1763	20,34	22,85	25,51	28,57	31,89	35,14
1921	22,39	25,14	28,05	31,35	35,01	38,58
2079	24,38	27,49	30,80	34,50	38,49	42,40
2237	26,55	30,02	33,65	37,80	42,24	46,48
2395	29,08	32,89	36,97	41,57	46,25	50,65
2553	32,01	36,25	40,65	45,62	50,41	54,71
2711	35,37	40,04	44,91	49,90	54,63	58,62
2868	38,43	43,44	48,59	53,72	58,67	62,49
3026	40,82	45,88	51,12	56,11	61,24	65,30
3184	42,19	47,06	51,88	56,51	60,73	63,87
3342	42,99	47,47	51,83	55,90	59,48	62,30
3500	43,40	47,48	51,39	55,01	58,19	60,82

Tabla 3: Segunda parte de la tabla.