

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

Escuela de Posgrado



**DESARROLLO Y PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN
PRÁCTICA DE UN SISTEMA DE CONTROL AVANZADO DE UN
MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA NISSAN GA-15**

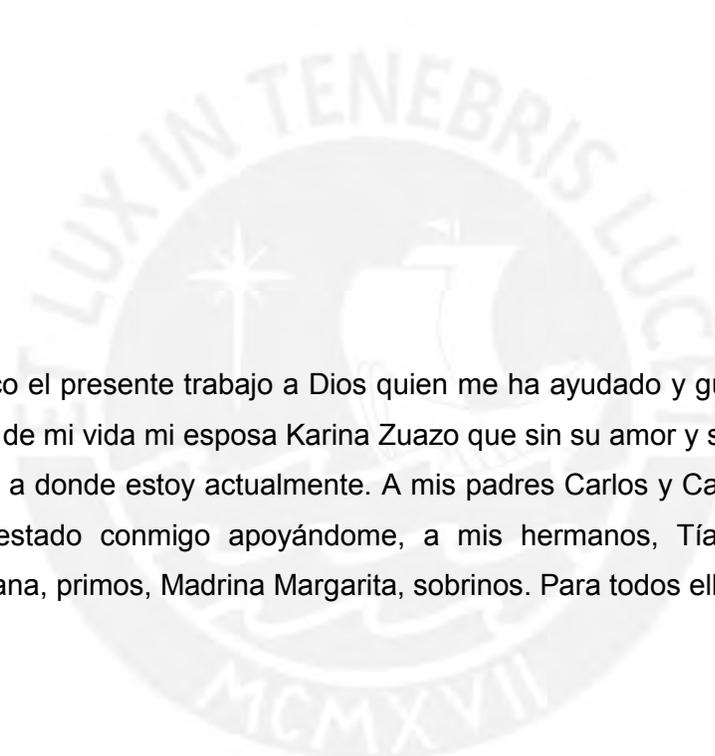
Tesis para optar el grado de:

Magister en Ingeniería de Control y Automatización

Autor: Ing. Ronald Eduardo Mas Bautista

Asesor: D.Sc Raúl Rivas Pérez

Lima, Octubre 2017



Dedico el presente trabajo a Dios quien me ha ayudado y guiado en todo momento, al amor de mi vida mi esposa Karina Zuazo que sin su amor y su ayuda no habría logrado llegar a donde estoy actualmente. A mis padres Carlos y Carmela que desde que nací han estado conmigo apoyándome, a mis hermanos, Tía Ali, Abuelitas Casilda y Emiliana, primos, Madrina Margarita, sobrinos. Para todos ellos con amor.

Agradecimientos

Agradezco el gran apoyo que me brindó mi asesor el D.Sc Raúl Rivas Pérez, a todos los profesores del programa de maestría en Ingeniería de Control y Automatización, especialmente al Dr. Javier Sotomayor y al Dr. Gustavo Pérez, a los docentes del área de Energía: el M.Sc. Enrique Barrantes, el Dr. Luis Chirinos, el Dr. Julio Cuisano, a todos mis compañeros de trabajo del Laboratorio de Energía, y finalmente a mi amigo Alan Calderón.



RESUMEN

Los motores de combustión interna (MCI) se caracterizan por ser agentes emisores de gases de efecto invernadero, los cuales tienen un impacto negativo sobre el medio ambiente, por lo que en la actualidad resulta necesario lograr mejorar la eficiencia mediante la reducción del consumo de combustible en este tipo de equipos.

En tal sentido, el presente trabajo tiene como propósito desarrollar investigaciones que posibiliten mejorar la eficiencia y reducir la contaminación ambiental de los motores de combustión interna mediante el desarrollo de estrategias efectivas de control automático.

Es por ello que en el presente trabajo se desarrolla el diseño de un controlador basado en un predictor de Smith discreto para el control efectivo de la velocidad de un motor de combustión interna (MCI), marca Nissan, modelo GA-15.

En el trabajo se realiza un estudio sobre el estado del arte de los sistemas de control de los motores de combustión interna. Mediante la aplicación de las herramientas de identificación de sistemas se obtiene un modelo matemático discreto de este tipo de plantas. Se realiza el diseño de un sistema de control de la velocidad de giro del cigüeñal de un MCI marca Nissan modelo GA-15 instalado en la sala de máquinas térmicas del Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica – Departamento de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Finalmente, se desarrolla un análisis de robustez del sistema de control diseñado y se realiza una propuesta de implementación de dicho sistema.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	4
1.1 Introducción.	4
1.2 Características generales de los motores de combustión interna.	4
1.2.1 Ciclos teóricos de funcionamiento de un MCI.....	5
1.2.2 Número de tiempos de trabajo por ciclo de trabajo de un motor de combustión interna.....	7
1.2.3 Modos de inyección de combustible.....	9
1.2.4 Posición de pistones.....	10
1.2.5 Subsistemas de un motor de combustión interna.....	11
1.3 Estado del arte de los sistema de control de motores de combustión interna.....	12
1.3.1 Sistema de control en la inyección de combustible.....	14
1.3.2 Estrategias de control utilizadas en los MCI.....	20
1.3.3 Comentarios sobre el estado del arte de los sistemas de control de plantas con retardo de tiempo.....	25
1.4 Objetivos de la tesis.....	27
CAPÍTULO II: IDENTIFICACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	29
2.1 Introducción.....	29
2.2 Principio de funcionamiento del motor de combustión interna objeto de estudio...	30
2.2.1 Motor de combustión interna Nissan GA15.....	30
2.2.2 Banco de ensayo.....	36
2.3 Parámetros de operación del motor de combustión interna objeto de estudio.....	39
2.4 Experimentos para la obtención de los parámetros de operación para la identificación del motor de combustión interna.....	40
2.4.1 Descripción del banco de ensayo a identificar.....	42
2.4.2 Experimento de identificación.....	47
2.5 Identificación del motor de combustión interna objeto de estudio.....	49
2.5.1 Diseño del experimento de identificación.....	49
2.5.2 Tratamiento de señales.....	53
2.5.3 Selección de la estructura del modelo.....	53
2.5.4 Estimación de parámetros.....	55
2.5.5 Validación del modelo.....	56
2.6 Conclusiones.....	57
CAPÍTULO III: DISEÑO DE UN PREDICTOR DE SMITH DISCRETO PARA EL CONTROL DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR OBJETO DE ESTUDIO	58
3.1 Introducción.....	58
3.2 Fundamentación de la estrategia de control a utilizar.....	58
3.3 Diseño del controlador.....	59

3.3.1	El Predictor de Smith (PS).....	59
3.3.2	Diseño del controlador.....	62
3.4	Resultados de simulación del controlador diseñado.....	71
3.5	Conclusiones.....	79
CAPÍTULO IV: ANALISIS DE ROBUSTEZ DEL CONTROLADOR DISEÑADO Y PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN PRÁCTICA.....		80
4.1	Introducción.....	80
4.2	Análisis de robustez del controlador diseñado.....	80
4.3	Propuesta de implementación práctica del sistema de control diseñado.....	85
4.3.1	Propuesta de unidad de control.....	89
4.3.2	Propuesta de actuador.....	91
4.3.3	Propuesta de instrumentación.....	92
4.4	Conclusiones.....	93
Conclusiones generales.....		94
Recomendaciones.....		96
Referencias bibliográficas.....		97
Anexos.....		110

INTRODUCCIÓN

En el Balance Nacional de Energía que realiza anualmente el Ministerio de Energía y Minas, el gas natural y los hidrocarburos han sido considerados entre las principales fuentes energéticas del Perú. Igualmente se destaca que el parque automotor y el sector industrial constituyen los mayores consumidores de estos recursos energéticos y por ende son los principales emisores de gases contaminantes de efecto invernadero como el CO₂, NO_x, H₂O entre otros.

El problema de la contaminación ambiental y el agotamiento acelerado de las reservas mundiales de petróleo crudo han impuesto la necesidad urgente de encontrar soluciones efectivas a esta problemática. En el caso de la ciudad de Lima, la contaminación del aire ha alcanzado un nivel tan elevado que ha propiciado que la frecuencia de aparición de enfermedades pulmonares en los ciudadanos se haya disparado apreciablemente. Es por ello que las investigaciones encaminadas a disminuir las emisiones de gases contaminantes arrojados a la atmósfera, reducir el consumo energético, así como mejorar el funcionamiento del parque vehicular presentan una gran actualidad e interés científico-técnico.

Entre los principales equipos consumidores de esta fuente de energía se encuentran los motores de combustión interna (MCI), los cuales frecuentemente se utilizan como fuente de potencia mecánica con diferentes fines como: en el desplazamiento del parque vehicular, en procesos industriales, agrícolas, etc. El estudio y comprensión de los fenómenos inherentes al desarrollo de los procesos que ocurren en los MCI ha sido, durante años, motivo de gran actividad científica en todos los campos de la ingeniería relacionados con este tipo de máquina térmica.

Los MCI basan su funcionamiento, como su nombre lo indica, en el quemado de una mezcla comprimida de aire y combustible dentro de una cámara cerrada o cilindro, con el fin de incrementar la presión y generar con suficiente potencia el movimiento lineal alternativo del pistón. Este movimiento es transmitido por medio de la biela al eje principal del motor o cigüeñal, donde se convierte en movimiento rotativo, el cual se transmite a los mecanismos de transmisión de potencia (caja de velocidades, ejes, diferencial, etc.) y finalmente a las ruedas, con la potencia necesaria para desplazar el vehículo a la velocidad deseada y con la carga que se necesite transportar. Mediante el

proceso de la combustión desarrollado en el cilindro, la energía química contenida en el combustible es transformada primero en energía calorífica, parte de la cual se transforma en energía cinética (movimiento), la que a su vez se convierte en trabajo útil aplicable a las ruedas propulsoras; la otra parte se disipa en el sistema de refrigeración, en el sistema de escape, en el accionamiento de accesorios y en pérdidas por fricción. En este tipo de motor es preciso preparar la mezcla de aire y combustible convenientemente dosificada, lo cual se realizaba antes en el carburador y en la actualidad con los inyectores en los sistemas con control electrónico. Después de introducir la mezcla en el cilindro, es necesario provocar la combustión en la cámara del cilindro por medio de una chispa de alta tensión que proporciona el sistema de encendido.

Desde su creación los MCI han sido sometidos a un proceso de mejora continua. En un principio el objetivo principal de este proceso fue el incremento de la eficiencia mecánica del motor (aumento de la potencia mecánica en el eje). Sin embargo, actualmente se ha incorporado un nuevo objetivo, tan importante como el primero, el cual consiste en reducir la emisión de gases contaminantes de efecto invernadero al medio ambiente. Para tal fin, han sido implementados en muchos de estos MCI sistemas electrónicos de control, los cuales consisten en: sensores, actuadores y controladores; que en su conjunto posibilitan reducir el consumo excesivo de combustible y por ende la emisión de gases contaminantes.

Una de las alternativas para lograr elevados niveles de funcionalidad y disponibilidad de los MCI consiste en el desarrollo de sistemas de control de esta clase de dispositivos (plantas). Sin embargo, es bien conocido, que los MCI no disponen para su funcionamiento de sistemas efectivos de control y supervisión, ello se debe a que en este sentido aún existen muchos problemas tanto de carácter teórico como práctico sin resolver. Por ejemplo, los actuales sistemas de control de MCI no consideran el retardo de tiempo real que presenta algunos de sus procesos y ello no posibilita obtener elevados niveles de eficiencia en el funcionamiento de esta clase de motores. En tal sentido la temática de investigación propuesta en el presente trabajo consiste en el desarrollo de nuevas estrategias de control de MCI.

El presente trabajo tiene como objetivo principal el diseño de un controlador basado en predictor de Smith (PS) discreto para el control efectivo de la velocidad de giro del

cigüeñal de un MCI marca Nissan modelo GA-15 instalado en la sala de máquinas térmicas del Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica – Departamento de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, que posibilite aumentar la eficiencia energética y disminuir la emisión de gases contaminantes.

Para cumplir el objetivo propuesto se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. Desarrollar un estudio sobre el estado del arte de los sistemas de control de MCI.
2. Mediante la aplicación de las herramientas de identificación de sistemas obtener un modelo matemático que describa el comportamiento dinámico de la velocidad de giro del cigüeñal del MCI.
3. Diseñar un controlador basado en un predictor de Smith discreto de la velocidad de giro del MCI objeto de estudio.
4. Desarrollar una propuesta de implementación práctica del sistema de control diseñado.

En el primer capítulo se introducen los conceptos básicos que involucran el proceso de transformación de la energía que se desarrolla en un MCI y se presentan los dos principales tipos de ciclo termodinámicos con que operan los MCI, además de los tipos de sistema de inyección de combustibles. Se realiza un estudio sobre el estado del arte de los sistemas de control de los MCI.

En el segundo capítulo se presentan las características principales del MCI Nissan GA-15 instalado en la sala de máquinas térmicas del Laboratorio de Energía de la PUCP. Se realiza el procedimiento de identificación del comportamiento dinámico de la velocidad de giro del cigüeñal del motor objeto de estudio y se valida el modelo matemático obtenido.

En el tercer capítulo se fundamenta la estrategia de control a utilizar. Se diseña un controlador basado en un predictor de Smith discreto para el control de la velocidad de giro del cigüeñal y se muestran los resultados de simulación del sistema de control desarrollado.

En el cuarto capítulo se desarrolla un análisis de robustez del sistema de control diseñado y se realiza una propuesta de implementación de dicho sistema.

Finalmente se presentan las conclusiones generales y recomendaciones.

CAPÍTULO I: ESTADO DEL ARTE DE LOS SISTEMAS DE CONTROL DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

1.1 Introducción

En el presente capítulo se realiza una breve introducción sobre los motores de combustión interna (MCI), destacándose sus principales características y principios de funcionamiento. Además, se realiza un estudio sobre el estado del arte de los sistemas de control este tipo de motores. Finalmente, se presentan el objetivo principal y los objetivos específicos de la presente tesis.

1.2 Características generales de los motores de combustión interna

Un MCI es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de la cámara de combustión. Su nombre se debe a que dicha combustión se produce dentro de la propia máquina, a diferencia de, por ejemplo, la máquina de vapor. Estos motores constan de varios subsistemas que trabajan en conjunto para lograr un funcionamiento óptimo, ver figura 1.1.a.

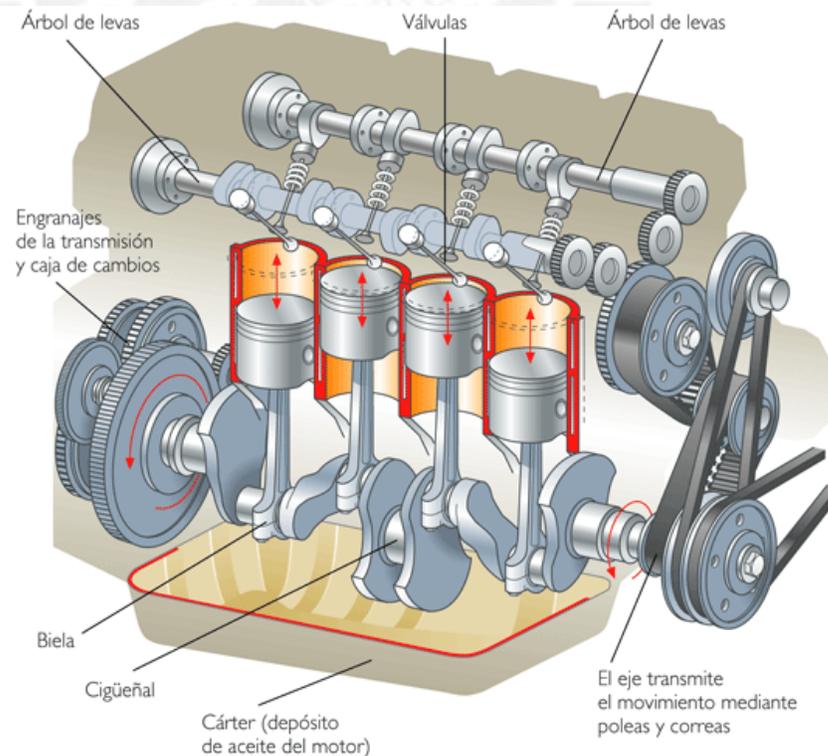


Figura 1.1.a. Principales subsistemas de un MCI.

Los principios que hacen que el MCI funcione son el ciclo térmico de Otto, el mecanismo biela manivela y la reacción química que transforma el combustible en energía mecánica.

1.2.1 Ciclos teóricos de funcionamiento de un MCI

La operación de los motores de combustión interna (MCI) se basa en el desarrollo de ciclos mecánicos, sin embargo para definirlos resulta necesario conocer los ciclos termodinámicos que describen su operación. Entre los principales ciclos teóricos termodinámicos que operan los MCI están los ciclos Otto, Diesel, Dual y Atkinson [32]. Según Stone [32] si a un ciclo mecánico real de operación de un motor de combustión interna (ver figura 1.1.b) se le realiza una idealización en uno de los procesos (combustión a volumen constante para el ciclo Otto, por ejemplo), se podría lograr comparar este mismo ciclo con uno de los ciclos teóricos antes mencionados. En esta tesis se presentan los ciclos teóricos Diésel y Otto, que son la base teórica del funcionamiento de un MCI.

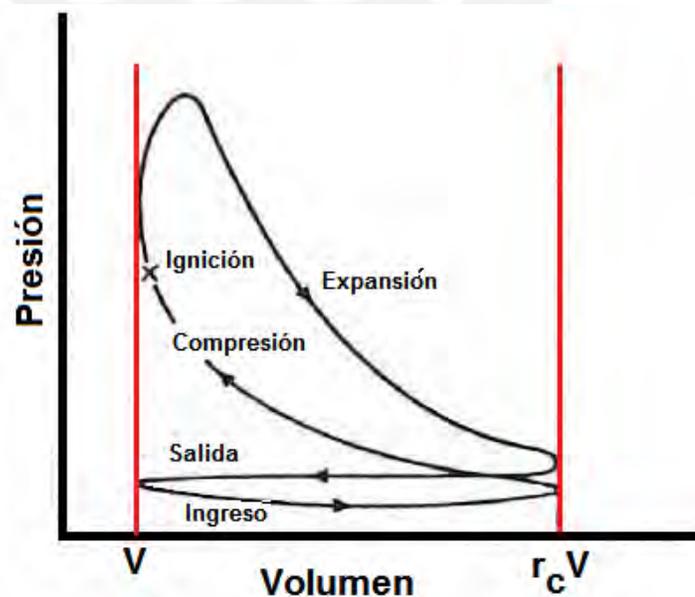


Figura 1.1.b. Ciclo mecánico de operación de un MCI [32].

a. Ciclo diésel: Es usado para describir el funcionamiento de los motores de encendido por compresión (motores diésel). Es en este ciclo teórico que se consigue el máximo rendimiento mecánico a través de una combustión a volumen constante en un motor a pistones [31]. Este ciclo se muestra en la figura 1.2.

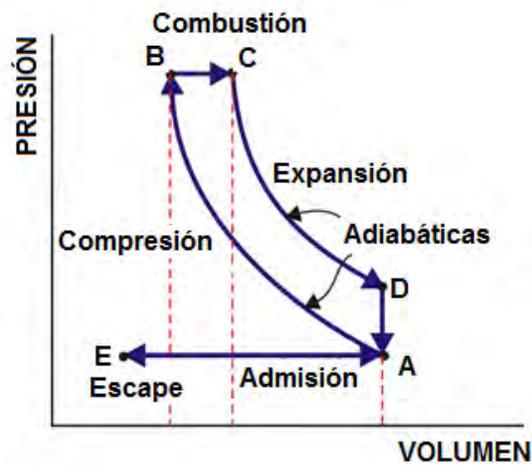


Figura 1.2. Ciclo diésel teórico (Internet, 2014a).

b. Ciclo Otto: Este ciclo es usado para describe el comportamiento de los motores de encendido por chispa (motores a gasolina y a gas). Al igual que el ciclo diésel, este ciclo desarrolla su máximo rendimiento mecánico para una combustión a volumen constante [31], el cual se muestra gráficamente en la figura 1.3.

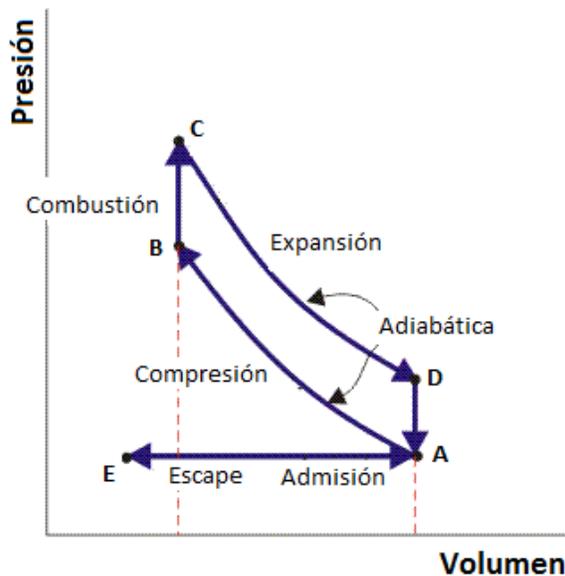


Figura 1.3. Ciclo Otto teórico (Internet, 2014b).

1.2.2 Número de tiempos de trabajo por ciclo de trabajo de un motor de combustión interna

Además de los ciclos teóricos que describen el funcionamiento de los motores de combustión interna, una de sus características importantes es el número de tiempos (posición de pistones) que desarrollan por cada ciclo de trabajo. Estos pueden ser de dos y cuatro tiempos.

a. Motores de combustión interna de dos tiempos: Son los motores que desarrollan por ciclo de trabajo dos tiempos de funcionamiento. Por lo cual el cigüeñal (parte 9 de figura 1.4) solo realiza un giro de 360° (Internet, 2014c).

Este tipo de motores respecto a un motor de cuatro tiempos es diferente en su estructura como se muestra en la figura 1.4.

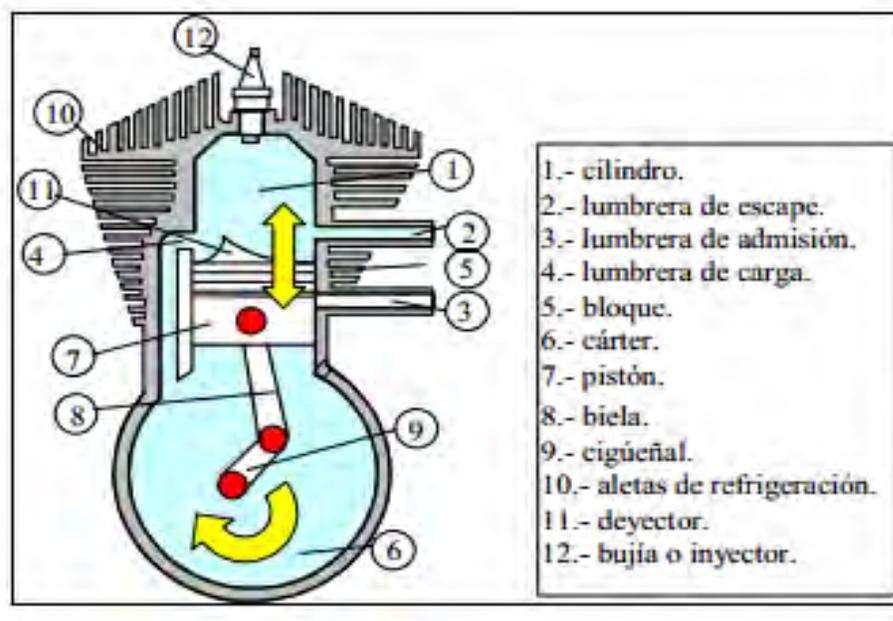


Figura 1.4. Motor de combustión interna de dos tiempos (Internet, 2014d).

El funcionamiento gráfico de un motor de combustión interna de dos tiempos, se muestra la figura 1.5.

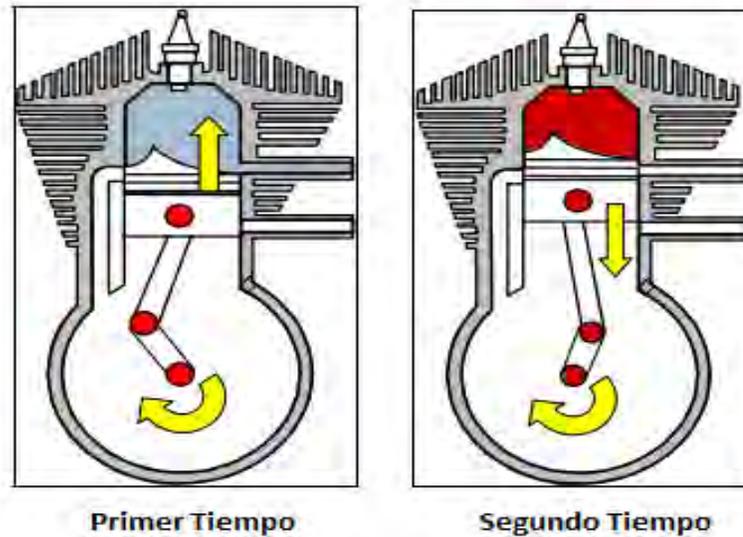


Figura 1.5. Descripción gráfica del funcionamiento de un MCI de dos tiempos
(Internet, 2014e).

a. Motores de combustión interna de cuatro tiempos: Son los motores que desarrollan por ciclo de trabajo cuatro tiempos de funcionamiento. Por lo cual el cigüeñal realiza un giro de 720° (Internet, 2014f). En la figura 1.6 se indica el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos. Este comportamiento se asemeja tanto en los motores de combustión interna que cumplen el ciclo Otto como el ciclo Diésel, siendo la diferencia en este proceso para estas dos clases de motores la presencia de la bujía en el encendido por chispa.

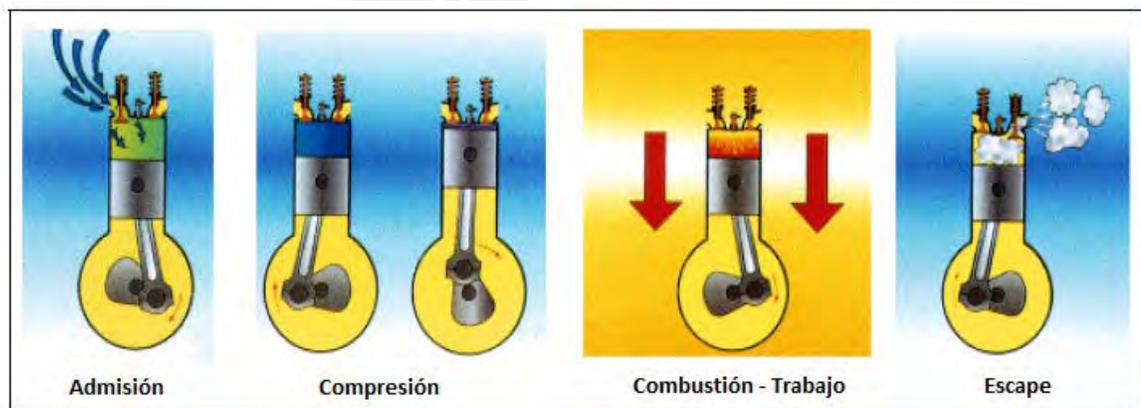


Figura 1.6. Descripción gráfica de funcionamiento de un MCI de cuatro tiempos
(Internet, 2014g).

1.2.3 Modos de inyección de combustible

La mayoría de los sistemas de inyección de combustible en un motor de combustión interna se realiza a través de los inyectores o mediante un carburador.

a. Inyectores: La finalidad de este sistema es el de suministrar la cantidad necesaria de combustible en cada cilindro-pistón con el objetivo de que el motor obtenga las mejores condiciones de operación. Este mecanismo en comparación con los carburadores presentan las siguientes ventajas:

- Control adecuado en el suministro de combustible en cada cilindro del motor.
- Mayor capacidad de aceleración y desaceleración en el motor.
- Mayor potencia, etc.

Se puede realizar la inyección de manera individual, central o directa. Un ejemplo de de inyectores eléctrico se muestra en la figura 1.7.

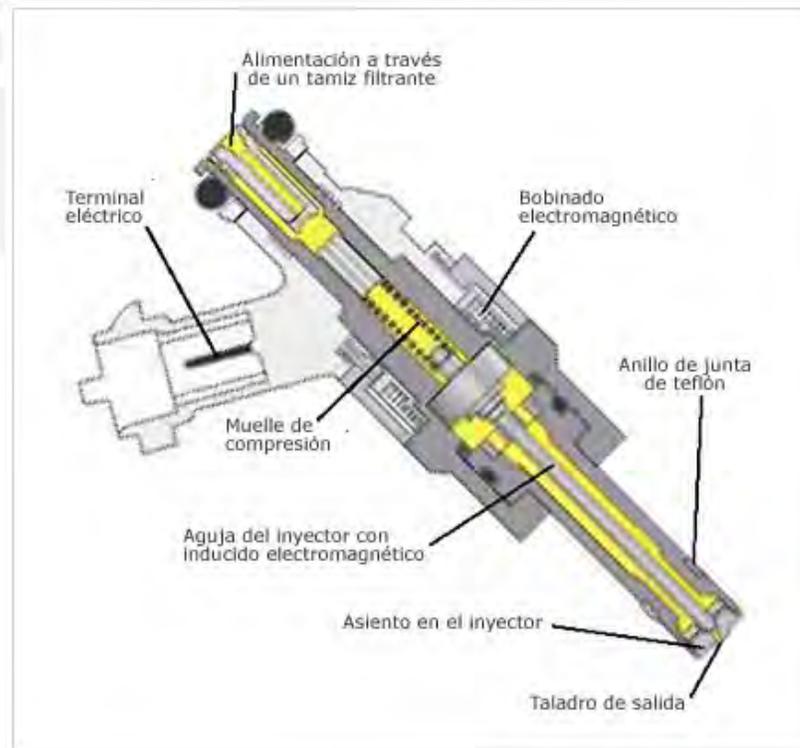


Figura 1.7. Esquema de un inyector activado eléctricamente (Internet, 2014h).

b. Carburador: El principio de funcionamiento de todo carburador se basa en el efecto Venturi, es decir que al momento de pasar el aire proveniente del colector de admisión y pasar por el difusor, este aire al tener una velocidad induce una caída de presión respecto al ambiente (presión negativa). Al tener esta diferencia de presiones entre el surtidor de combustible y el difusor, genera la mezcla del aire con el combustible, la cual se direcciona hacia las cámaras de combustión de cada cilindro – pistón. Los detalles se muestran en la figura 1.8.

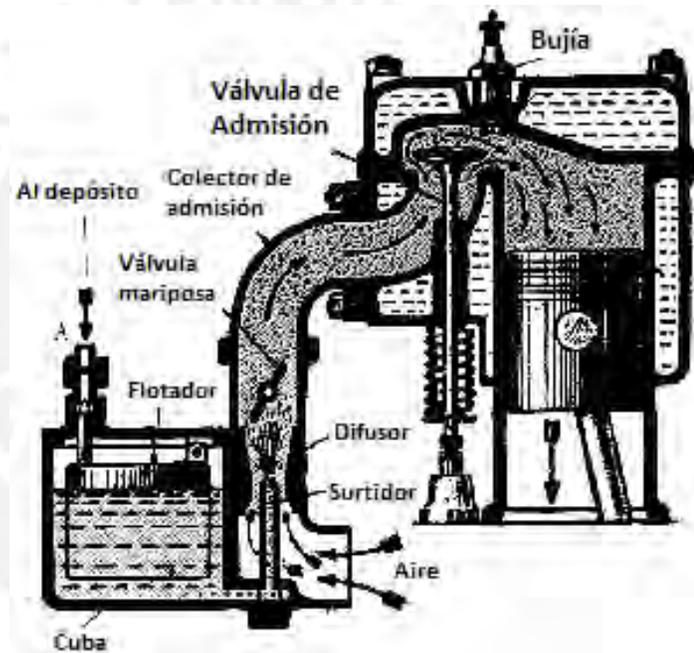


Figura 1.8. Diagrama de un carburador [3].

1.2.4 Posición de los pistones

En los motores de combustión interna, la relación entre la potencia mecánica y el volumen total de aspiración es directamente proporcional. En tal sentido la cantidad de número de cilindros, diámetro y carrera juegan un papel importante en determinar el volumen total de aspiración.

En la figura 1.9 se muestran los diferentes tipos de posiciones que se emplean hasta la actualidad en la fabricación de los motores de combustión interna, siendo el criterio de selección de la configuración de la posición de los cilindros el requerimiento de la potencia mecánica a entregar al eje motriz.

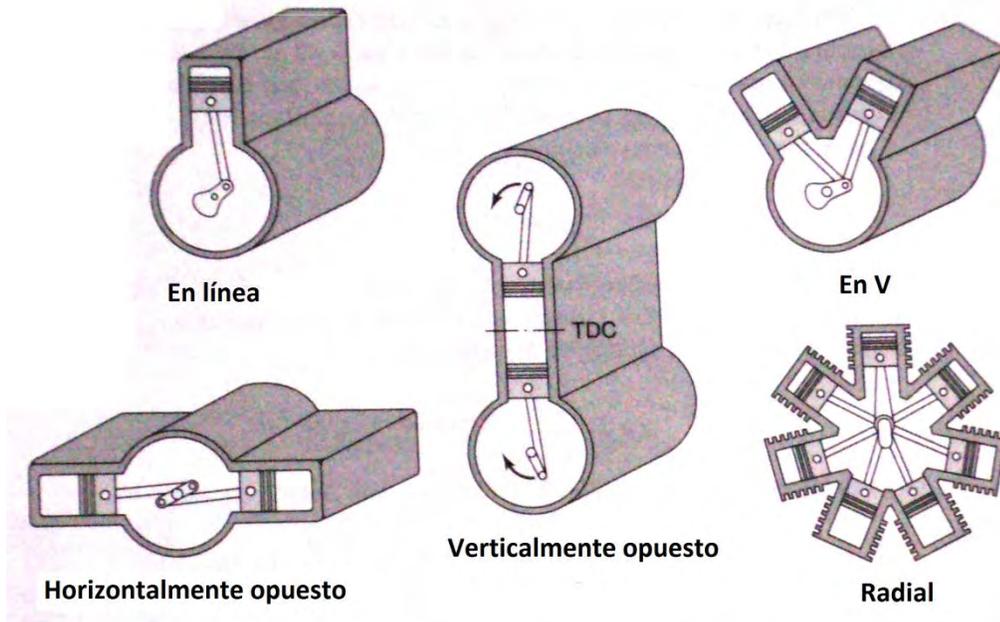


Figura 1.9. Posición de los cilindros en el monoblock de un MCI [7].

1.2.5 Subsistemas de un motor de combustión interna

El correcto funcionamiento y rendimiento de un motor de combustión interna depende directamente del estado operativo de los subsistemas que forman parte de este complejo sistema de conversión de energía química a energía mecánica.

El presente trabajo no tiene como objetivo realizar una detallada descripción de los subsistemas de un motor de combustión interna, por lo cual solo se mencionan algunos, como por ejemplo: el sistema de lubricación, el sistema de refrigeración, el sistema de inyección de combustible, el sistema de encendido del motor, el sistema eléctrico del motor, etc.

Cada uno de estos subsistemas contiene cierto número de componentes que realizan un trabajo sincronizado durante el funcionamiento del motor. En la figura 1.10 se muestran ciertos componentes de un motor de combustión interna lineal.

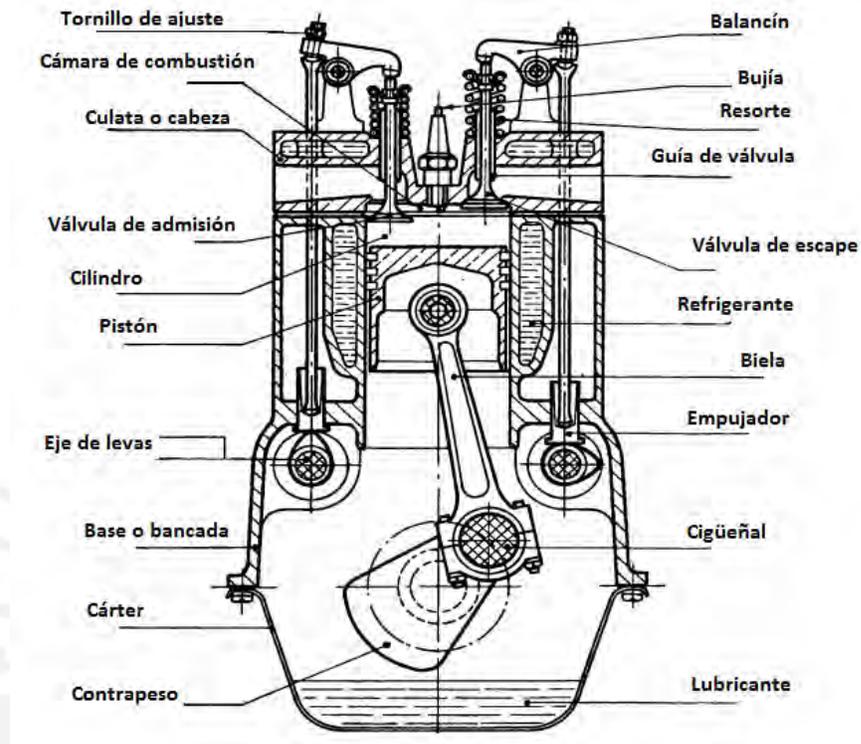


Figura 1.10. Corte de sección de un motor de combustión interna (Internet, 2014).

1.3 Estado del arte de los sistemas de control de motores de combustión interna

En la actualidad los motores de combustión interna han logrado mejorar sus niveles de desempeño gracias a la incorporación de elementos electrónicos de control, los cuales están insertados en la gran mayoría de los subsistemas que forman parte de un motor. Entre los principales sistemas de control desarrollados hasta la fecha se encuentran: sistema de control de inyección de combustible, sistema de suministro de aire, sistema de control de la velocidad de giro del cigüeñal, sistema de control del encendido en frío, sistema de control de combustión y de las emisiones de los motores diésel, etc.

Los MCI actuales se encuentran equipados con modernos módulos electrónicos

(computador) que constantemente monitorean diferentes parámetros del motor mediante sensores. El computador convierte las señales continuas recibidas de los sensores en señales discretas que puede procesar. El computador en base a la información recibida de los sensores obtiene la señal de control, la cual envía a los actuadores para llevar al motor a un estado deseado.

El computador dispone de varios controladores encargados de tareas específicas dentro del funcionamiento del motor, los cuales trabajan en conjunto, por ejemplo el controlador de inyección de combustible. Es importante destacar, que el control automático en este tipo de máquinas es de suma importancia, ya que posibilita un mejor funcionamiento del motor, una mayor eficiencia, así como una rápida solución de problemas.

La gestión (control) del motor se puede hacer de diversas formas. Antes de la llegada de la electrónica al mundo del automóvil, la gestión (decisión) sobre la cantidad de combustible y sobre cuando tiene que saltar la chispa, se decidía mediante dispositivos mecánicos. Por ejemplo, la alimentación mediante un dispositivo mecánico se realiza mediante el carburador. Las diferentes condiciones de uso al que está sometido el motor hace que estos mecanismos sean complejos y además es muy importante una correcta puesta a punto de los mismos. Esta complejidad de construcción hace que estos dispositivos tengan un importante coste a nivel de fabricación, cuestión muy crítica en automoción.

El computador de los MCI comercialmente se le conoce como la **Unidad Electrónica de Control (ECU)**, de las siglas en inglés: engine control unit, la cual recibe todas las señales de los sensores y sondas, y se encarga de su tratamiento para dar órdenes precisas para un correcto funcionamiento del motor.

En la Fig. 1.11 se muestra un diagrama que exhibe la arquitectura de una ECU genérica

para la gestión de MCI, así como las interacciones de la ECU con las diferentes señales tanto de entradas como de salidas.

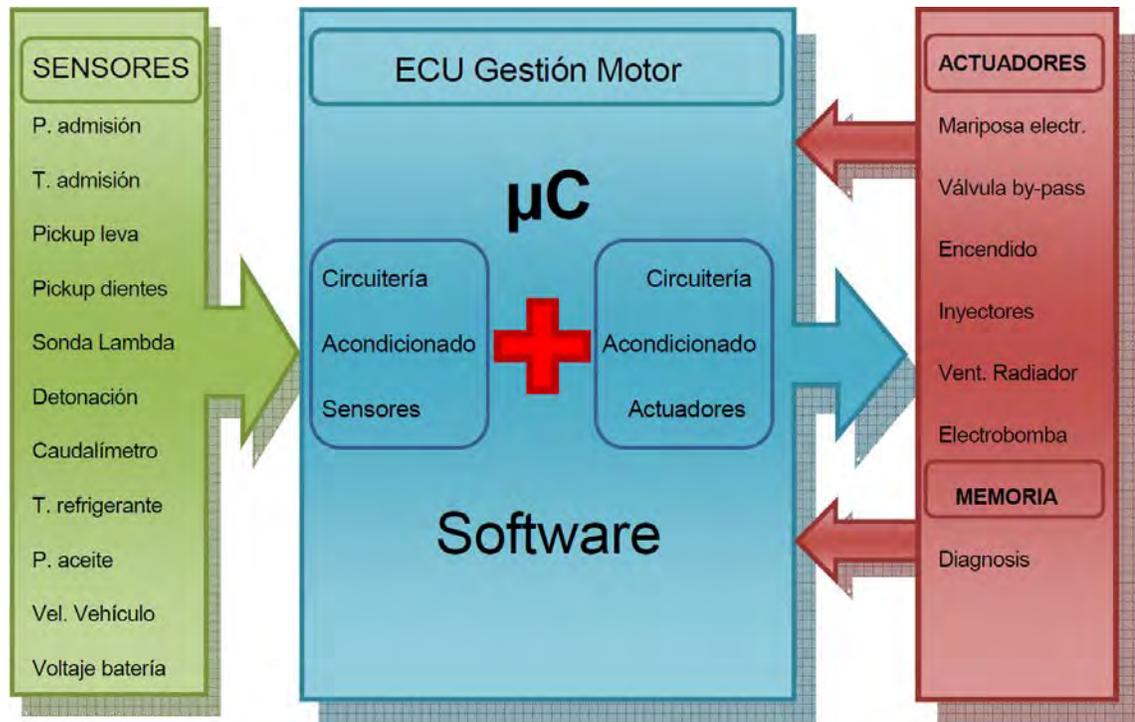


Figura 1.11. Arquitectura genérica de una ECU para la gestión del motor.

En el control del MCI, en la actualidad, se utilizan tanto señales analógicas como digitales. Estas señales se obtienen mediante sensores. Los sensores pueden ser sin alimentación (generadores) o con alimentación externa (moduladores). Los requisitos que han de cumplir los sensores en automoción son variados: han de ser fiables, robustos, baratos, ligeros, pequeños y de bajo consumo.

La tendencia actual en los MCI es la utilización de sensores inteligentes con salida discreta con cierta electrónica de procesado y/o diagnosis. Es por ello, que el diseño de sistemas de control discreto de las diferentes variables de un MCI presenta una elevada importancia científico-técnica.

1.3.1 Sistemas de control utilizados en la inyección de combustible

Estos tipos de sistemas consisten en controlar la inyección de combustible en el interior

de la cámara de combustión de un motor a través de un determinado número de sensores y actuadores, siendo los primeros los responsables de medir variables tales como: la presión de inyección, la velocidad de giro, la posición del cigüeñal, la aceleración, etc. Toda esta información se envía a un computador que en diversas marcas comerciales se conoce como ECU. En función de la información recibida de los sensores y del procesamiento de la misma, la ECU envía las señales a los actuadores presentes en el sistema de inyección, siendo generalmente: bobinas de inyectores, corriente a las bujías (para motores del ciclo Otto), entre otros.

Un ejemplo de implementación de un sistema de control usado en la mayoría de los motores de combustión interna para el control de la inyección de combustible para un sistema de riel común multi punto se muestra en la figura 1.12.a.

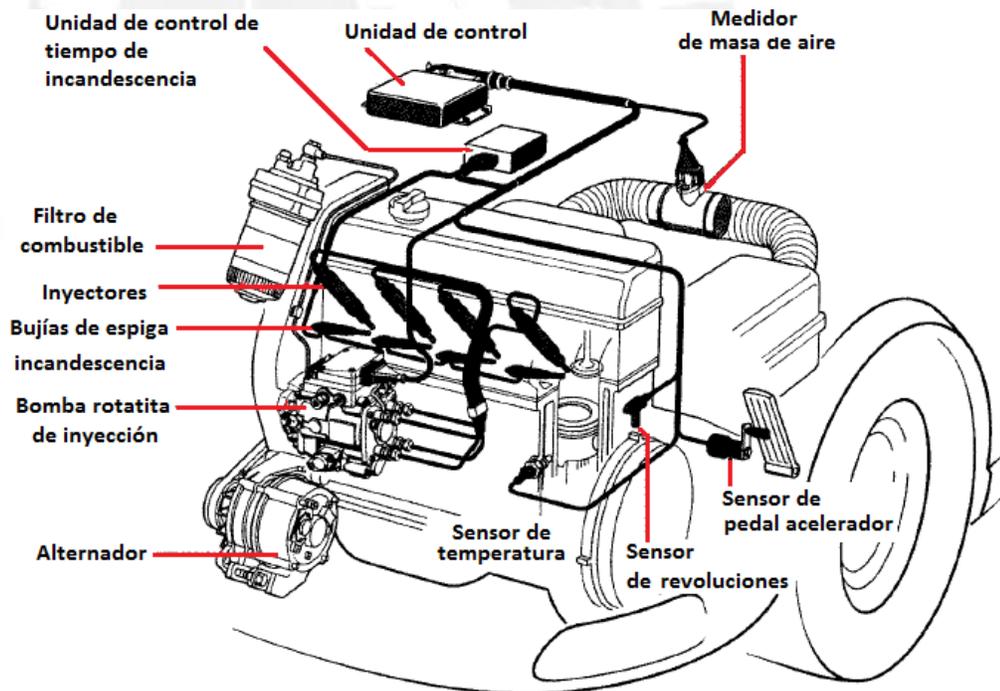


Figura 1.12.a. Sistema de inyección de un MCI de encendido por chispa [3].

Diversos sistemas de control de inyección de combustible para motores de ciclo Otto, así como también para los de ciclo Diésel se están utilizando comercialmente, la

diferencia entre los mismos radica en la aplicación (turismo o carga-industrial). Como ejemplo de estos tipos de sistemas se presentan los del tipo bomba – inyector (UIS) y los del tipo bomba – tubería – inyector (UPS).

a. Sistema bomba – inyector (UIS)

En la figura 1.12.b se muestra la configuración del sistema de control implementado para el control de la inyección de combustible en un motor de combustión interna.

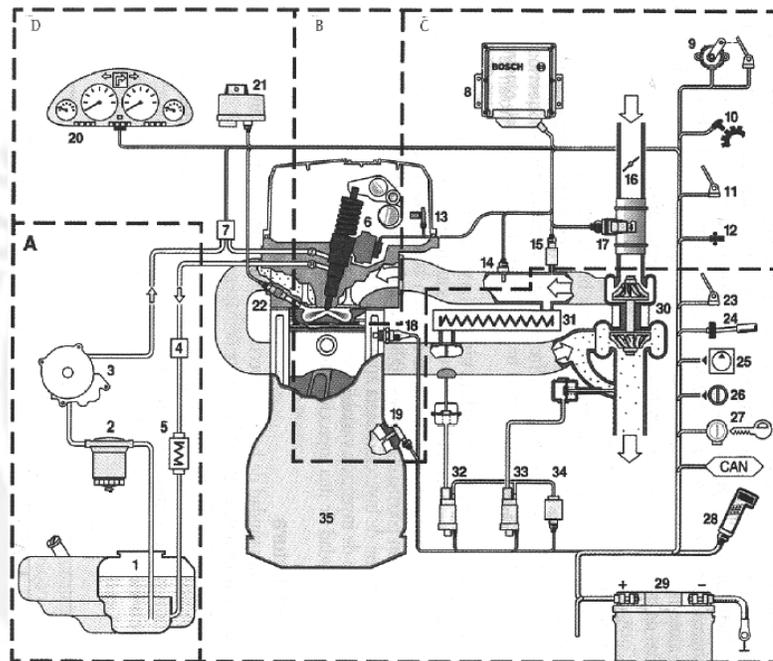


Figura 1.12.b. Sistema de bomba - inyector UIS para vehículos clase turismo [3].

Los componentes que forman parte del sistema de regulación bomba – inyector UIS se muestran en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Lista de componentes del sistema de bomba – inyector UIS para vehículos clase turismo [3]

Item	Nombre	Área
1	Depósito de combustible	Alimentación de combustible.
2	Filtro de combustible	
3	Bomba de combustible con válvula de retención	

4	Válvula limitadora de presión	(A)
5	Sistema de acondicionamiento de temperatura del combustible	
6	Unidad de bomba inyector	Parte de alta presión. (B)
7	Sensor de temperatura de combustible	Regulación electrónica. (C)
8	Unidad de control	
9	Sensor de pedal acelerador	
10	Sensor de velocidad de marcha	
11	Contacto de freno	
12	Sensor de temperatura del aire	
13	Sensor de revolución del árbol de levas	
14	Sensor de temperatura del aire de admisión	
15	Sensor de presión de sobrecalentamiento	
16	Mariposa del ducto de admisión	
17	Medidor de masa de aire de película caliente	
18	Sensor de temperatura del motor	
19	Sensor de revoluciones del cigüeñal	
20	Instrumento combinado	Periferia (D)
21	Unidad de control de tiempo de incandescencia	
22	Bujía de espiga	
23	Interruptor de embrague	
24	Unidad de operación para el regulador de la velocidad	
25	Compresor de aire acondicionado	
26	Unidad de operación para el compresor de Aire acondicionado	
27	Interruptor de marcha	
28	Interfaz de diagnóstico	
29	Batería	
30	Turbocompresor	
31	Refrigeración de gases de combustión	
32	Actuador de presión de sobrealimentación	

33	Actuador de presión de sobrealimentación	
34	Bomba de depresión	

Como se indica en la tabla 1.1, el sistema de control presentado consta de diversos tipos de sensores y actuadores, siendo todos estos monitoreados o controlados a través de la unidad de control denominada en algunas marcas como Unidad de control de monitoreo del motor, por sus siglas ECM (Monitor Control Engine). Esta unidad desarrolla una lógica de control, la cual es encriptada para resguardar los intereses industriales y la competitividad entre los diferentes fabricantes. Dentro del mercado automotriz, existe absoluta discreción en relación a la información relacionada con el controlador usado en este tipo de sistemas.

b. Sistema bomba – tubería – inyector (UPS)

En la figura 1.13 se muestra otra configuración de un sistema de control implementado con el objetivo del controlar la inyección de combustible en un motor de combustión interna.

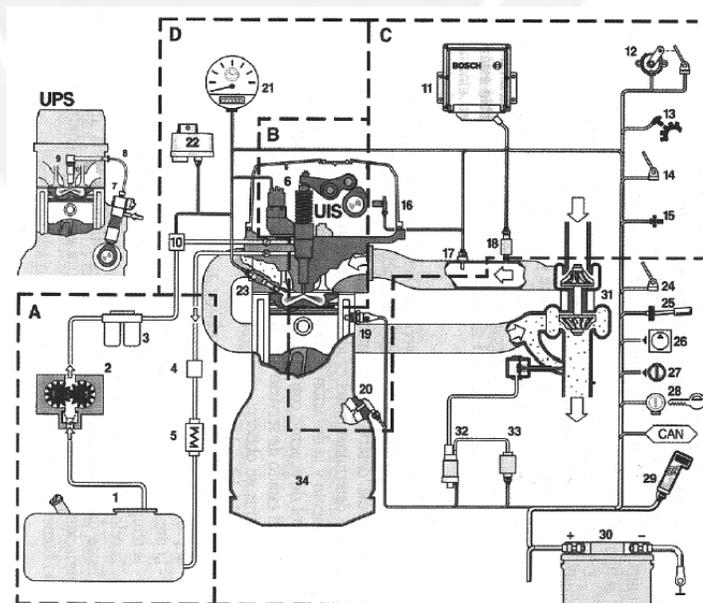


Figura 1.13. Sistema de bomba - inyector UIS y bomba-tubería-inyector (UPS) para vehículos de clase industrial [3].

Según [3], ambos sistemas bomba – inyector (UIS) y bomba-tubería e inyector (UPS)

son usados en motores diésel debido a que tienen la capacidad de entregar la máxima presión de inyección de combustible en las cámaras. La aplicación de cada uno de estos sistemas se realiza en condiciones diferentes. El primero se usa en motores del tipo turismo y el segundo en motores del tipo industrial respectivamente.

De igual manera que en el sistema anterior de inyección, la lista de componentes se muestra en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Lista de componentes del sistema de bomba – inyector UIS para vehículos clase industrial [3].

Item	Nombre:	Área
1	Depósito de combustible con filtro previo	Alimentación de combustible. (A)
2	Bomba de combustible con válvula de retención y bomba manual	
3	Filtro de combustible	
4	Válvula limitadora de presión	
5	Sistema de acondicionamiento de temperatura del combustible	
6	Unidad de bomba inyector	Parte de alta presión UIS. (B)
7	Unidad de bomba	Parte de alta presión UPS. (B)
8	Tubería de alta presión	
9	Combinación de porta inyector	
10	Sensor de temperatura del combustible	Regulación electrónica. (C)
11	Unidad de control	
12	Sensor de pedal acelerador	
13	Sensor de velocidad de marcha	
14	Contacto de freno	
15	Sensor de temperatura del aire	

16	Sensor de revolución del árbol de levas	
17	Sensor de temperatura del aire de admisión	
18	Sensor de presión de sobrealimentación	
19	Sensor de temperatura del motor	
20	Sensor de revoluciones del cigüeñal	
21	Instrumento combinado con salida de señales para consumo de combustible	Periferia (D)
22	Unidad de control del tiempo de incandescencia	
23	Bujía de espiga	
24	Interruptor de embrague	
25	Unidad de operación para el regulador de la velocidad de marcha (FGR)	
26	Compresor de aire acondicionado	
27	Unidad de operación para compresor de aire acondicionado	
28	Interruptor de marcha	
29	Interfaz de diagnóstico	
30	Batería	
31	Turbocompresor	
32	Acumulador de la presión de sobrealimentación	
33	Bomba de depresión	
34	Motor	

1.3.2 Estrategias de control utilizadas en los MCI

Según lo indicado anteriormente, las estrategias de control usadas en los vehículos comerciales de clase turismo e industrial tienen como objeto de control la inyección de

combustible, el cual permite controlar la potencia entregada al motor y por ende la velocidad de giro del mismo. Estas leyes de control usadas no son comúnmente difundidas en el mercado, debido a motivos relacionados con mantener la competitividad entre los diferentes fabricantes.

En el ámbito académico se han presentado diversas propuestas de estrategias de control de motores de combustión interna, una de estas propuestas es la presentada en [11], la cual consiste en realizar el control de las emisiones de un motor de combustión interna mediante uso de una ley de control basada en la Programación dinámica heurística dependiente de la acción, por sus siglas en inglés ADHDP (Action-Dependent Heuristic Dynamic Programming).

Esta propuesta de control no se basa en un modelo matemático del motor de combustión interna. En este trabajo se demuestra que la tasa de emisión de gases de combustión depende del desempeño de la bomba de distribución de combustible (VE-pump), y este desempeño depende de cuatro parámetros de operación: tiempo de inyección de combustible, tasa de consumo, cantidad de combustible durante la inyección y tasa de recirculación de gases.

La ley de control propuesta por estos autores se basa en realizar el control óptimo de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) y de material particulado (PM), siendo estos cuantificados en tiempo real durante la operación del motor. La acción de control se obtiene minimizando una función de coste:

$$U(t) = \frac{1}{2} [NO_x(t) - NO_x^*(t)]^2 + \frac{1}{2} [PM_x(t) - PM_x^*(t)]^2 \quad (1.1)$$

$$J(t) = \sum_{i=t}^{\infty} \gamma^{i-1} U(i), \quad 0 < \gamma < 1 \quad (1.2)$$

El diagrama de bloques del sistema de control propuesto en [11] se muestra en la figura 1.14.

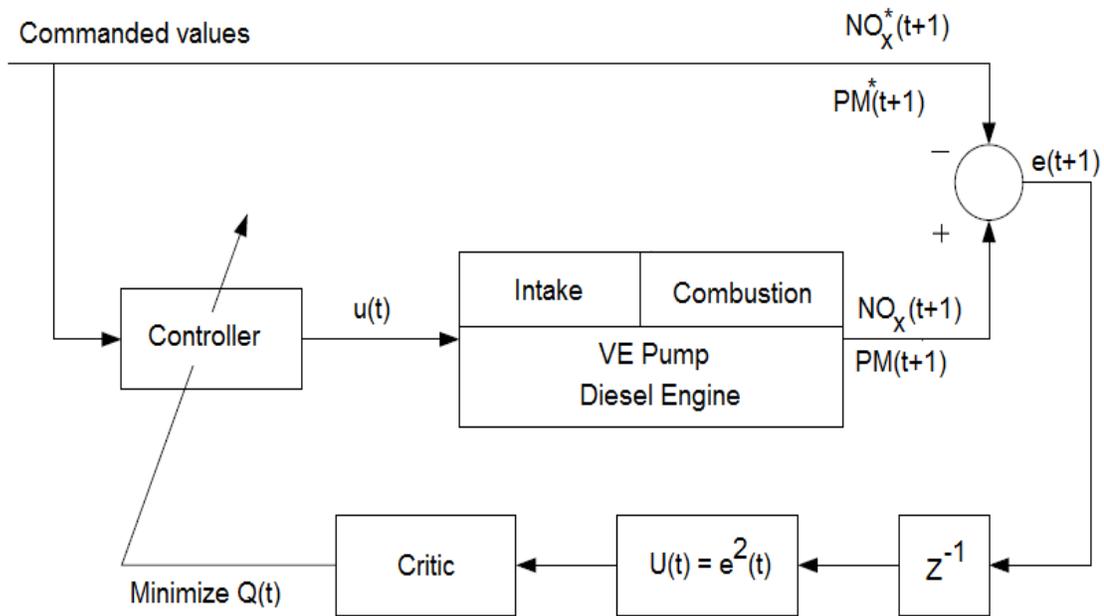


Figura 1.14. Diagrama de bloques del sistema de control ADHDP [11].

En [15] se realiza otra propuesta de control, la cual consiste en el diseño de un controlador difuso robusto no lineal del torque de un motor de combustión interna de chispa. En el trabajo se considera en una primera instancia obtener la función de transferencia del motor de combustión interna para controlar el torque de una manera indirecta, debido a que la medición de este parámetro de operación no se realiza en los motores comerciales por la complejidad que presenta. En [15] se proponen dos procedimientos de obtención del modelo que describe la dinámica del motor para el diseño del control del torque, siendo la primera aproximación el de relacionar el comportamiento del torque con la presión del colector de admisión y la segunda consiste en determinar la relación del torque en base a otras variables de operación del motor, esta última relación se indica mediante la expresión:

$$\begin{aligned}
 T_e = & 193.440 - 281.799p_{man} + 6.559p_{man}^2 + 36.241p_{man}^3 - 436.053f + \\
 & 216.215f^2 + 790.992fp_{man} - 397.041f^2p_{man} - 82.223fp_{man}^2 - \\
 & 0.009\dot{\theta}p_{man} + 0.050f\dot{\theta}p_{man} + 2.409\delta_{adv} - 86.251\frac{\delta_{adv}^2}{\dot{\theta}} - 0.751\delta_{adv}f
 \end{aligned} \quad (1.3)$$

donde:

T_e - torque del motor;

p_{man} - presión atmosférica;

f - factor lambda;

δ_{adv} - ángulo de avance de encendido;

$\dot{\theta}$ - velocidad angular.

En [15] una vez que obtenida la función de transferencia promedio de las dos aproximaciones antes mencionados, se determina la estabilización de este tipo de modelo mediante una distribución paralela de compensación (parallel distributed compensation - PDC) y para evitar los errores estáticos se introduce una estructura integral. La señal de control se obtiene mediante la expresión:

$$u(t) = -\sum_{i=1}^r h_i(z(t)) \bar{F}_i \bar{x}(t) \quad (1.4)$$

El diagrama de bloques del sistema de control propuesto en [15] se muestra en la figura 1.15.

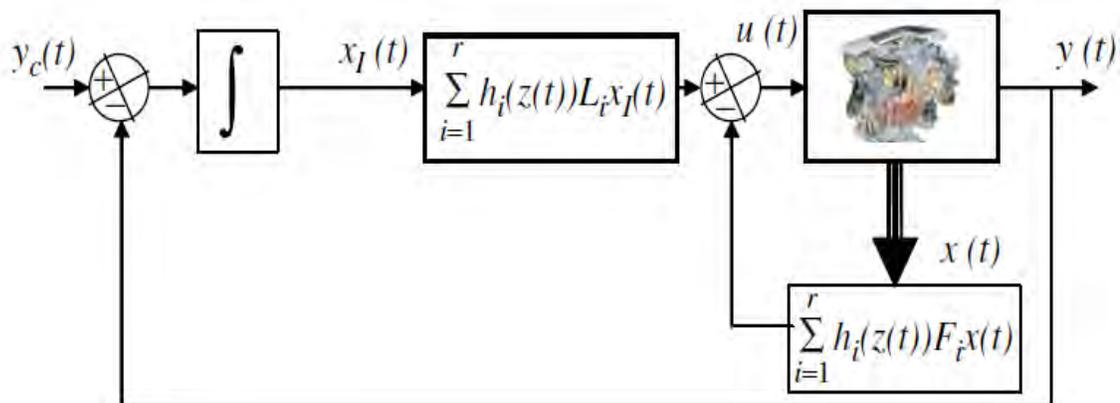


Figura 1.15. Diagrama de bloques del control de un motor de combustión interna [15].

En [13] se desarrolla un sistema de control de un MCI basada en un control adaptativo anticipatorio (feedforward) utilizando redes neuronales rápidas. En el trabajo se realiza

la identificación de un modelo no lineal del motor de combustión interna basado en el uso de un modelo local lineal tipo árbol (Local Linear model Tree (LOLIMOT)).

La técnica LOLIMOT consiste en sustituir los pesos de cada capa de salida por una función lineal en la entrada, de forma tal que cada neurona represente a un modelo lineal local validado. Además, se normaliza la base de la red radial de funciones, la cual consiste en sumar todas las funciones validadas para obtener una combinación específica de entradas. En la figura 1.16 se muestra el diagrama, en el que se representa gráficamente este método.

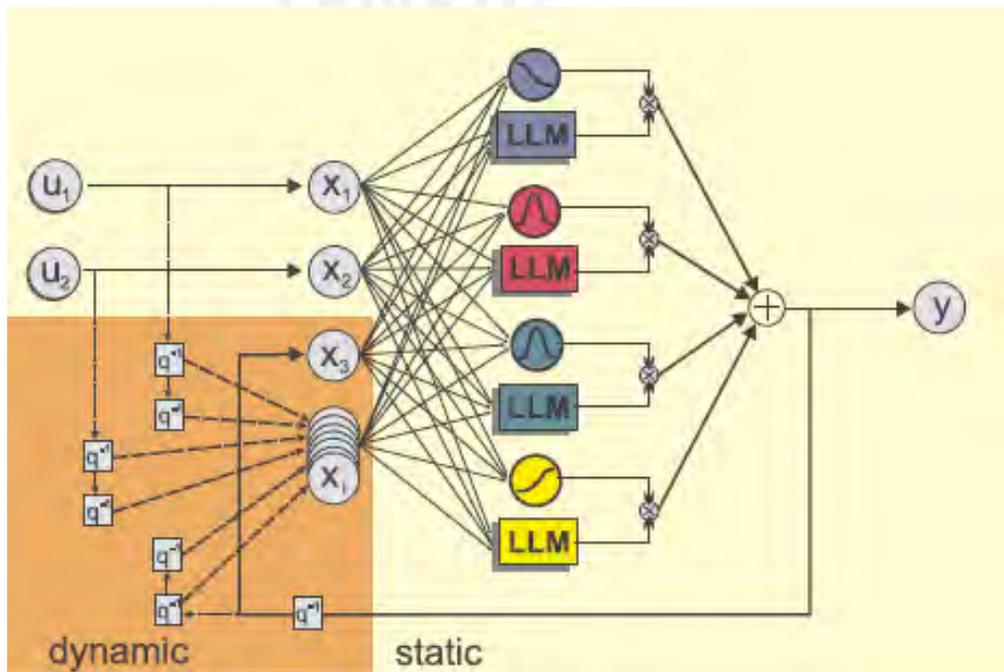


Figura 1.16. Método LOLIMOT [13].

En [13] el modelo del MCI se obtuvo en condiciones de operación. El aprendizaje de la red rápida propuesta se basa en la recolección y procesamiento de los datos de entrada y salida de los parámetros de operación del motor, específicamente se tomó la presión de cada cilindro del motor como variable de entrada y la inyección de combustible como variable de salida. Debido a la complejidad en la variación de los parámetros de operación del MCI los autores proponen el uso de un sistema de control

de aprendizaje anticipatorio (feedforward (LFFC)) cuya estructura se muestra en la figura 1.17.

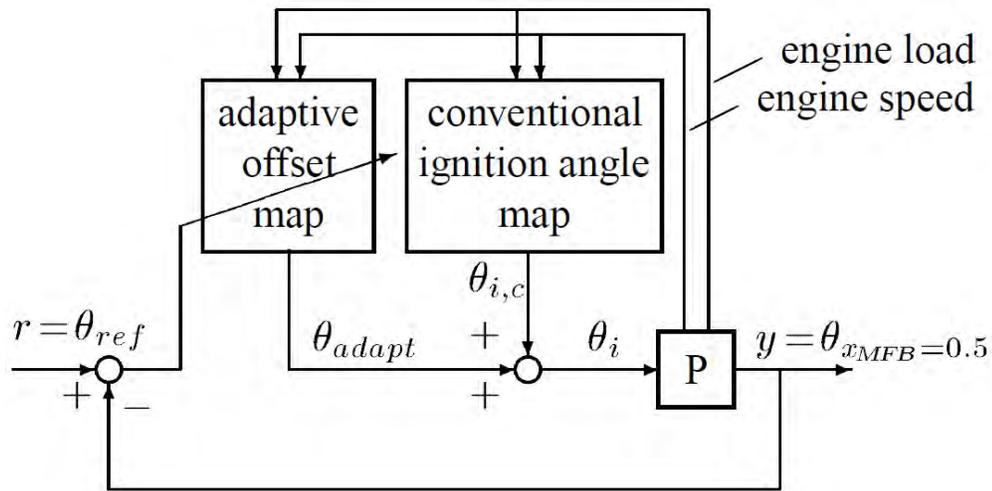


Figura 1.17. Estructura del sistema de control adaptativo anticipatorio [13].

Como la inyección de combustible es una de las principales variables que garantiza el correcto desempeño de los MCI y por ser esta variable factible de introducir en los sistemas de control, la misma ha sido seleccionada como una de las variables del control fundamental el diseño de sistemas de control efectivos de MCI [10].

En los sistemas de control analizados de MCI no se considera el retardo de tiempo real que existe en este tipo de equipos mecánicos. Tampoco se considera el desarrollo de sistemas de control discreto de MCI, a pesar de que los ECU se encuentran implementados sobre plataformas electrónica digitales (μC).

1.3.3 Comentarios sobre el estado del arte de los sistemas de control de plantas con retardo de tiempo

Es notorio destacar, que la temática relacionada con el control de plantas con retardo de tiempo presenta un elevado interés científico y académico, debido a que el retardo de tiempo constituye un fenómeno muy común en el comportamiento dinámico de prácticamente todas las plantas industriales, unidades de procesos, sistemas mecánicos, ecológicos, agrícolas, biotecnológicos, etc., ver por ejemplo [5, 14, 16, 18,

19, 20, 21, 22, 23, 27, 28, 29, 30, 34, 35, 36, 39, 40, 41, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 139, 140, 141, 148, 149, 150]. El retardo de tiempo representa una significativa limitante en los sistemas control y debe ser considerado tanto en las etapas de análisis como en las de diseño de los controladores, ver por ejemplo [6, 8, 9, 61, 62, 63, 64, 65, 67, 68, 69, 70, 134, 136, 137, 138]. En la actualidad, el diseño de sistemas de control de plantas con retardo de tiempo constituye una fructífera línea de investigación con numerosas contribuciones, ver por ejemplo [5, 6, 8, 16, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 84, 88, 89, 90, 91, 92, 94, 95, 96, 97, 98, 100, 101, 102, 135, 142, 143, 144, 145, 146, 147].

El retardo de tiempo se define como el tiempo que transcurre desde que se realiza un cambio en las señales de entrada de una planta hasta que su efecto comienza a observarse en las variables de salida [97, 100, 102, 103, 104, 105, 106, 107]. Durante ese intervalo de tiempo, la planta no responde en absoluto a las señales de entrada, y cualquier intento de manipular las variables de salida antes de que finalice el retardo conlleva inevitablemente al fracaso, ver por ejemplo [108, 109, 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118, 119, 120, 121].

Desde la perspectiva del control clásico, el retardo de tiempo introduce fase negativa, la cual reduce la frecuencia crítica y el margen de fase, y por ende limita la máxima ganancia que se puede utilizar, así como la velocidad de respuesta de los sistemas de control [111, 120, 121, 122, 123, 124, 125, 127, 128, 129, 130, 131, 132, 133].

El predictor de Smith (PS), propuesto en 1957 por el norteamericano Otto Smith [108] constituye sin lugar a dudas el compensador de tiempo muerto más utilizado en el control de plantas con retardo de tiempo debido a su elevada efectividad y simple implementación [18, 19, 20, 21, 22, 29, 36, 37, 40]. Esta estructura de control surgió con la idea de mejorar el desempeño de los controladores clásicos (PI o PID) en el control de plantas con retardo de tiempo dominante [43, 44, 45, 47, 54, 71]. Su

principal ventaja consiste en que elimina el retardo de tiempo de la ecuación característica del sistema de control en lazo cerrado, cuando su modelo interno describe de forma perfecta el comportamiento dinámico de la planta [79, 98, 99, 108, 112]. No obstante, esta estructura de control en su versión inicial presenta grandes limitaciones [109].

En los últimos 30 años se han desarrollado diversas contribuciones científicas dirigidas a mejorar el desempeño del PS convencional [109, 114], siendo objeto de diferentes modificaciones con el objeto de mejorar su capacidad de rechazo a perturbaciones medibles y no medibles, posibilitar su aplicación en el control de plantas inestables, permitir su uso en diversos entornos industriales, mejorar su robustez y facilitar el ajuste del controlador para aumentar su aplicabilidad [109, 114].

Es notorio destacar, que la problemática relacionada con el diseño de sistemas de control de plantas con retardo de tiempo basados en el predictor de Smith discreto no ha sido ampliamente tratada en la literatura y por consiguiente constituye un tema de elevado interés científico [109, 114].

Del estudio del estado del arte desarrollado sobre los sistemas de control de MCI se evidenció, que a pesar de la importancia que presenta la temática relacionada con el diseño de sistemas de control efectivo de este tipo de máquinas, debido a que posibilitan obtener un buen funcionamiento de los motores, minimizando el consumo de combustible, detectando posibles fallos, y reduciendo las emisiones de gases contaminantes al medio ambiente, aún existen diversos problemas tanto de carácter teórico como práctico sin resolver.

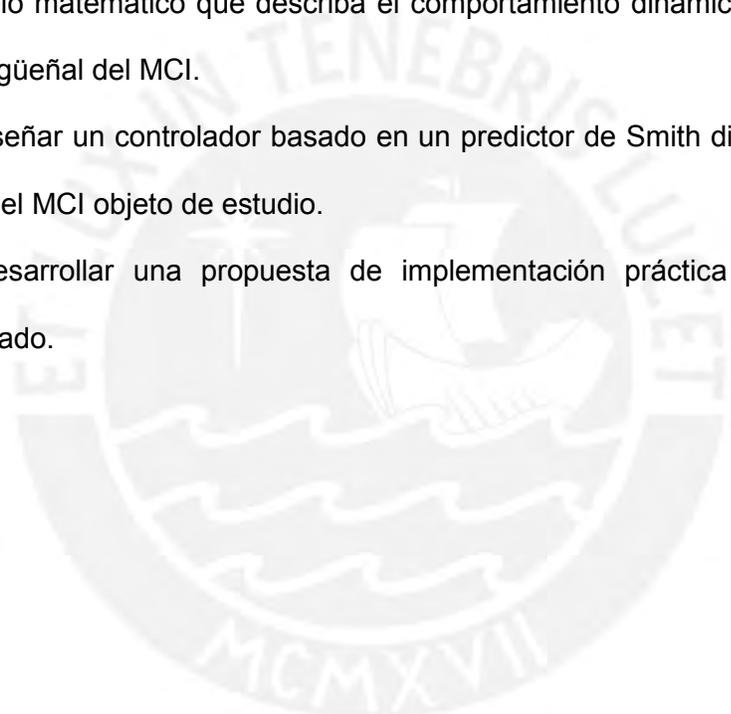
1.4 Objetivos de la tesis

El objetivo principal de esta tesis consiste en el diseño de un controlador basado en un predictor de Smith (PS) discreto para el control efectivo de la velocidad de giro del

cigüeñal de un MCI marca Nissan modelo GA-15 instalado en la sala de máquinas térmicas del Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica – Departamento de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, que posibilite aumentar la eficiencia energética y disminuir la emisión de gases contaminantes.

Para cumplir con este objetivo se proponen los siguientes objetivos específicos:

1. Desarrollar un estudio sobre el estado del arte de los sistemas de control de MCI.
2. Mediante la aplicación de las herramientas de identificación de sistemas obtener un modelo matemático que describa el comportamiento dinámico de la velocidad de giro del cigüeñal del MCI.
3. Diseñar un controlador basado en un predictor de Smith discreto de la velocidad de giro del MCI objeto de estudio.
4. Desarrollar una propuesta de implementación práctica del sistema de control diseñado.



CAPÍTULO II. IDENTIFICACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

2.1 Introducción

El motor de combustión interna objeto de estudio es un Nissan GA15, instalado en el Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica – Departamento de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú.

En el presente capítulo se ofrece una breve descripción del motor objeto de estudio, se describe su principio de funcionamiento, sus principales componentes. Además, se describe el banco de ensayo en donde se encuentra ubicado este motor (figura 2.1).



Figura 2.1. Banco de ensayo del motor Nissan GA15 del Laboratorio de Energía.¹

Posteriormente se estudia el motor Nissan GA15 como objeto de control y al mismo tiempo se indican las técnicas e implementaciones adicionales que se le realizaron al banco de ensayo para lograr la identificación de toda la planta (banco de ensayo del motor Nissan GA15DS).

¹ Figura tomada del banco de ensayo del Motor Nissan GA15 del Laboratorio de Energía.

Finalmente se procede a mostrar el modelo matemático obtenido de la identificación, así como el procedimiento de validación de este modelo.

2.2 Principio de funcionamiento del motor de combustión interna objeto de estudio

El principio de funcionamiento del motor objeto de estudio es del tipo recíprocante y en su interior transforma la energía proveniente del combustible en energía mecánica en el eje (torque).

2.2.1 El Motor de combustión interna Nissan GA15

El motor de combustión interna objeto de estudio, como es de clase turismo una de sus características consiste en no generar mucha potencia mecánica (torque); pero si logra alcanzar velocidades considerables de giro en el cigüeñal (aproximadamente hasta las 6000 rpm). Esta velocidad del cigüeñal depende de la situación de operación en que se encuentre el motor (carretera, subida con gran pendiente, bajada pronunciada, etc.).

En tal sentido para garantizar el correcto funcionamiento de este equipo térmico es necesario obtener la adecuada sincronización de cada una de sus partes, por tal motivo este equipo se subdivide en diferentes sistemas:

a. Sistema de inyección de combustible

Como se comentó previamente, los sistemas de inyección de combustible con los que se trabaja en la actualidad son del tipo aspirado (carburador) o inyectado (inyectores). En el caso del motor objeto de estudio el sistema de inyección de combustible instalado es del tipo aspirado, es decir emplea al carburador como mecanismo de regulación y control del suministro de combustible hacia la cámara de combustión. En la figura 2.2 se muestra una imagen del motor, de donde es posible observar el carburador.



Figura 2.2. Carburador del motor Nissan GA15 de marca Hitachi. ²

El carburador es el encargado de realizar la mezcla aire – combustible, la cual determina la potencia mecánica entregada mediante la combustión al cigüeñal. Esta energía se manifiesta mediante la velocidad (giro del cigüeñal) y el torque (Nm), siendo el producto de ambos la potencia mecánica obtenida. En tal sentido en un primer acercamiento a esta relación de potencia vs consumo de combustible se puede afirmar que a mayor consumo de combustible se obtiene mayor potencia, es decir mayor torque y velocidad angular. Esta afirmación sería totalmente correcta si no existieran factores externos que limiten la misma, como: eficiencia en la combustión, resistencia de los materiales (dureza, frecuencia de resonancia - embalamiento, etc), entre otras. En tal sentido es necesario determinar una velocidad representativa de funcionamiento del motor, con la cual se realizarán todos los ensayos.

b. Sistema de encendido de combustible

Para lograr la sincronización del encendido de la mezcla de aire-combustible en la cámara de combustión (interior del pistón) se utiliza en el motor de combustión interna un sistema que consiste en: bujías (depende del número de cilindros del motor), un distribuidor, bobina eléctrica, contactor y batería (ver figura 2.3). Siendo el distribuidor

² Figura tomada del banco de ensayo del Motor Nissan GA15 del Laboratorio de Energía.

el accesorio encargado de distribuir la energía eléctrica hacia las bujías siguiendo la secuencia de encendido según sea la sincronización de operación del motor.

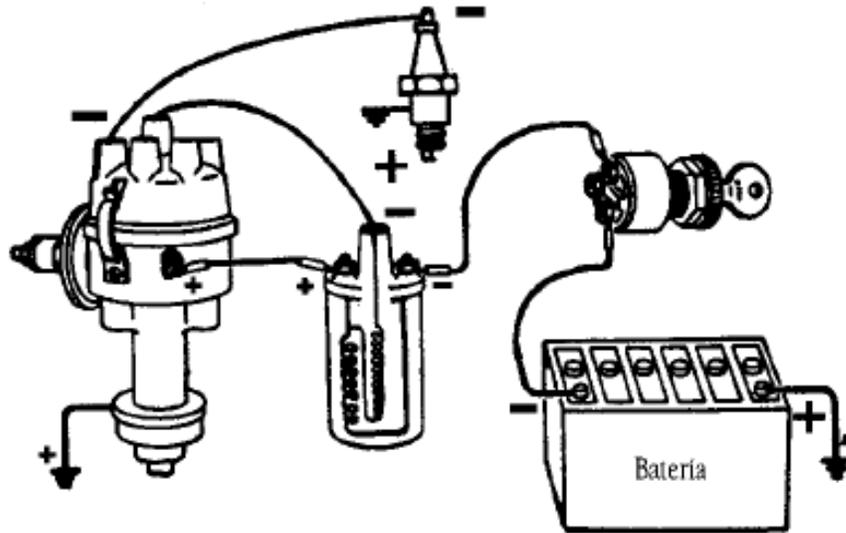


Figura 2.3. Esquema de funcionamiento del sistema de encendido del combustible [3]. La correcta operación de este sistema permite garantizar que se entregue la energía eléctrica adecuada a través de la bujía (chispa) hacia la mezcla aire –combustible en el interior de la cámara de combustión, y por ende que se vaya eliminando una de las causas de que no se realice una adecuada transferencia de la energía, además se reduce la problemática relacionada con la generación de emisiones de hidrocarburos no quemados: dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), entre los principales.

c. Sistema de lubricación del motor de combustión interna GA15

El sistema de lubricación de un motor de combustión interna tiene la finalidad de disminuir la fricción de los componentes metálicos durante su operación (movimiento) y realizar el enfriamiento de las partes en donde el sistema de refrigeración no llega. El esquema de operación de este sistema se muestra en la figura 2.4.

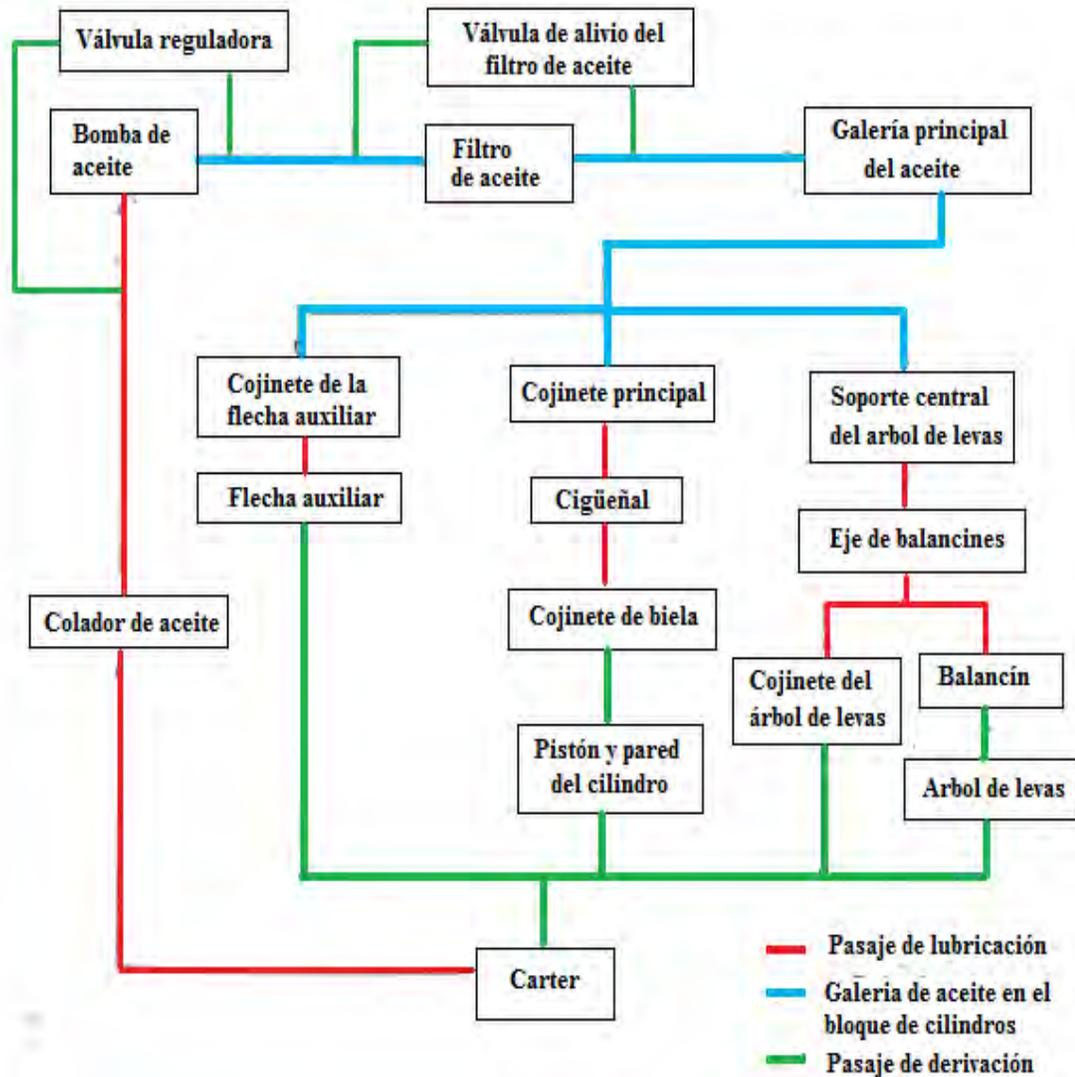


Figura 2.4. Diagrama esquemático del sistema de lubricación de un motor de combustión interna [17].

Los principales componentes que forma parte de este sistema son: bomba de aceite, rejilla o colador de aceite, filtro de aceite, cojinetes y cañerías, las cuales se muestran en la figura 2.5.

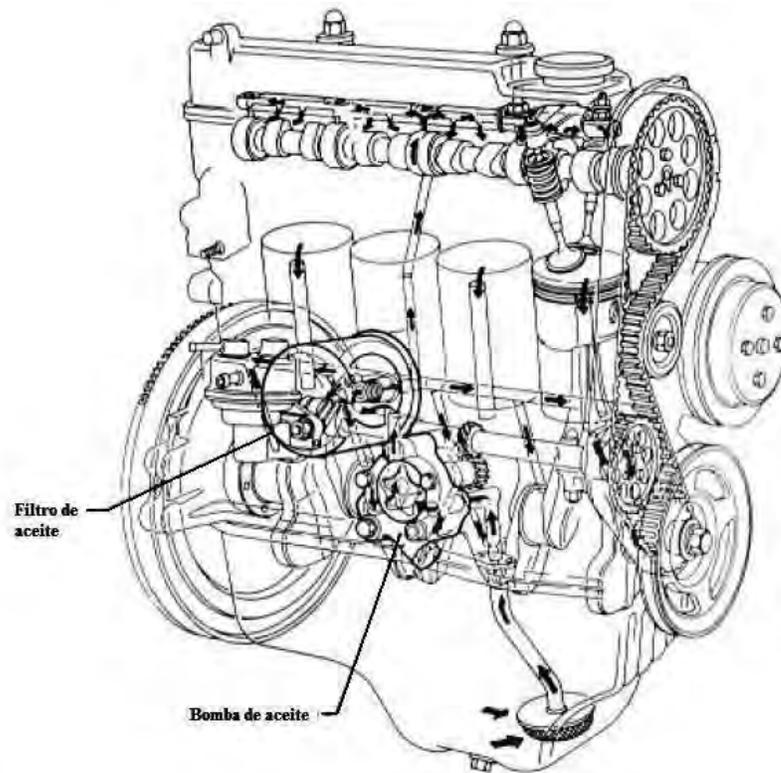


Figura 2.5. Circuito de lubricación de un motor de combustión interna [17].

d. Sistema de refrigeración de un motor de combustión interna

Entre las máquinas térmicas que convierten una energía térmica (combustión) a otra como la energía mecánica, se encuentran los motores de combustión interna. Al ser este equipo expuesto a una reacción química de carácter exotérmico, es necesario controlar la temperatura de operación de estos equipos. Por lo cual es necesario incorporar al funcionamiento de un motor de combustión interna un sistema de refrigeración, el cual permita garantizar la conservación de las propiedades mecánicas (microestructura entre otras) de los elementos metálicos, como también las propiedades de los fluidos (densidad, viscosidad, etc.) que se usan para lubricar los diferentes componentes mecánicos que conforman al motor (bielas, manivelas, cigüeñal, válvulas, eje de levas, etc.). En la figura 2.6 se muestra un diagrama de este

sistema.

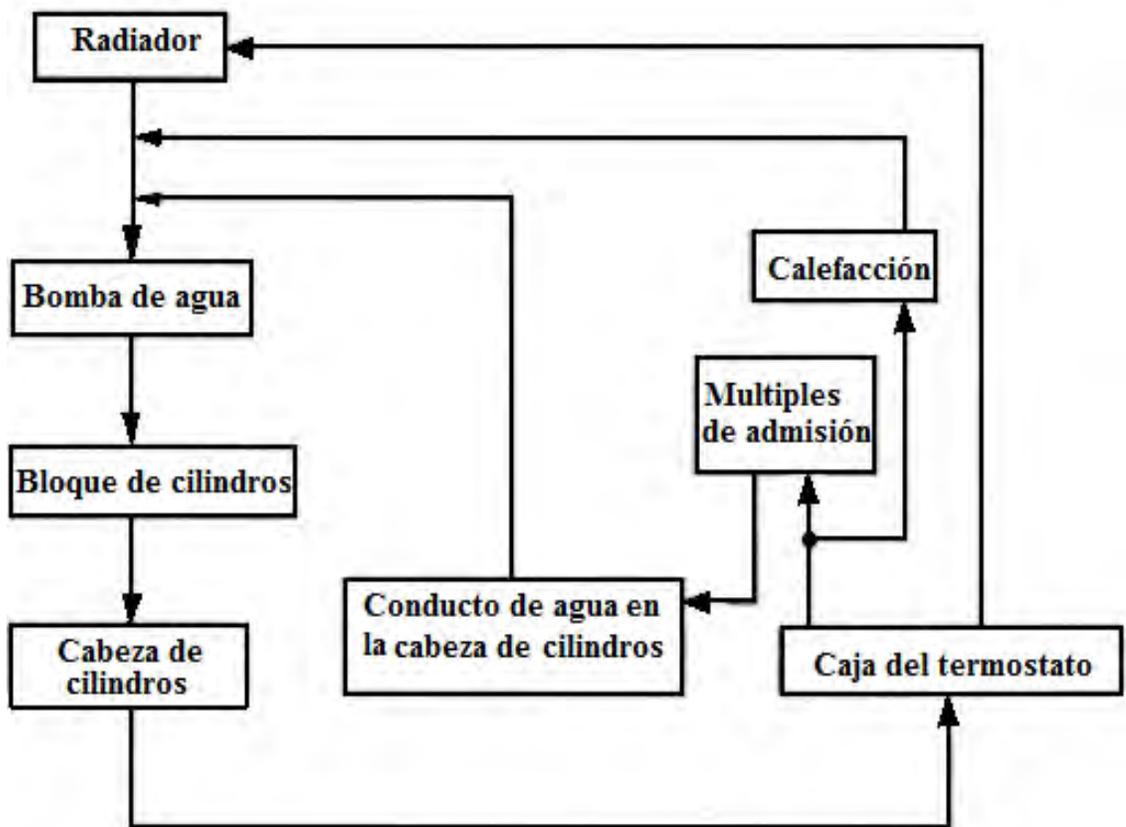


Figura 2.6. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración de un motor de combustión interna [17].

En el sistema de refrigeración de un motor de combustión interna, aproximadamente se disipa en forma de calor hacia el medio ambiente entre el 30% y 35% de la energía total que puede entregar el combustible [3]. Es por ello, que al igual que en los sistemas de inyección de combustible, encendido y lubricación, una falla durante su funcionamiento puede ocasionar serios problemas al MCI.

En la figura 2.7 se muestra el circuito que recorre el refrigerante (circuito de refrigeración) en el interior de un motor de combustión interna.

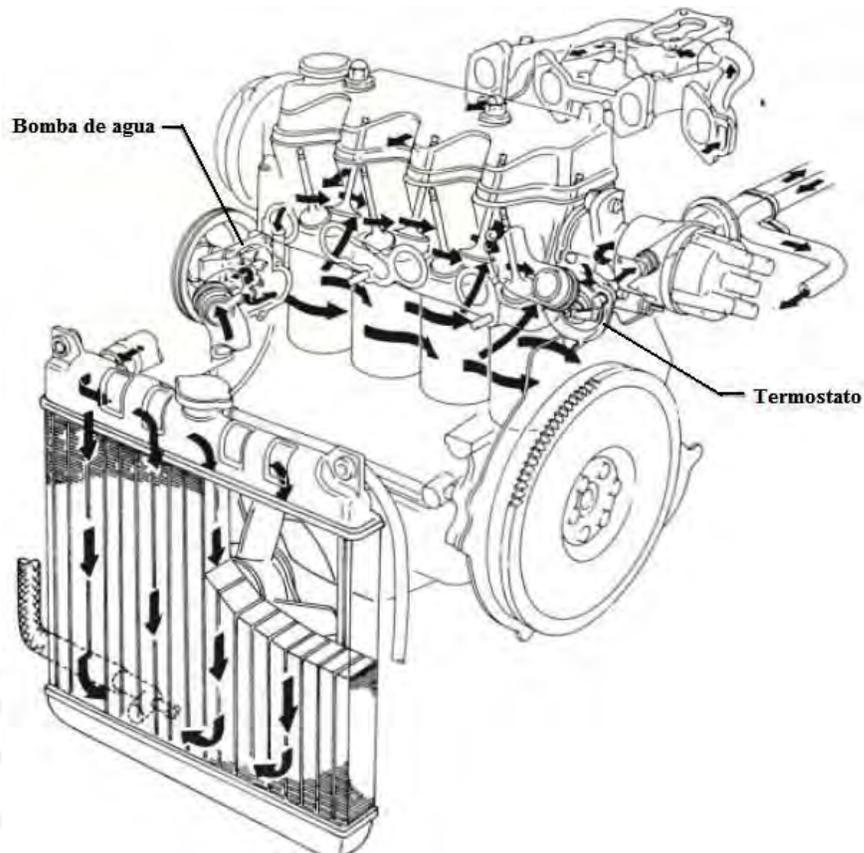


Figura 2.7. Circuito de refrigeración de un motor de combustión interna [17].

2.2.2 Banco de ensayo

El banco de ensayo usado para realizar la identificación del comportamiento dinámico del motor objeto de estudio está conformado por un dinamómetro que consta de una bobina, en la cual al pasar una corriente induce un campo magnético, el cual genera una fuerza contraria al sentido del movimiento del cigüeñal lo que origina un frenado (carga) al motor. Este banco cuenta con indicadores analógicos que muestran los valores de carga (Nm), velocidad de giro (rpm), temperatura de agua de refrigeración del dinamómetro, y tiene mecanismos de control manual, como el acelerador del motor y el potenciómetro (control de corriente de la bobina).

En la figura 2.8 se muestran imágenes de este banco de ensayos.

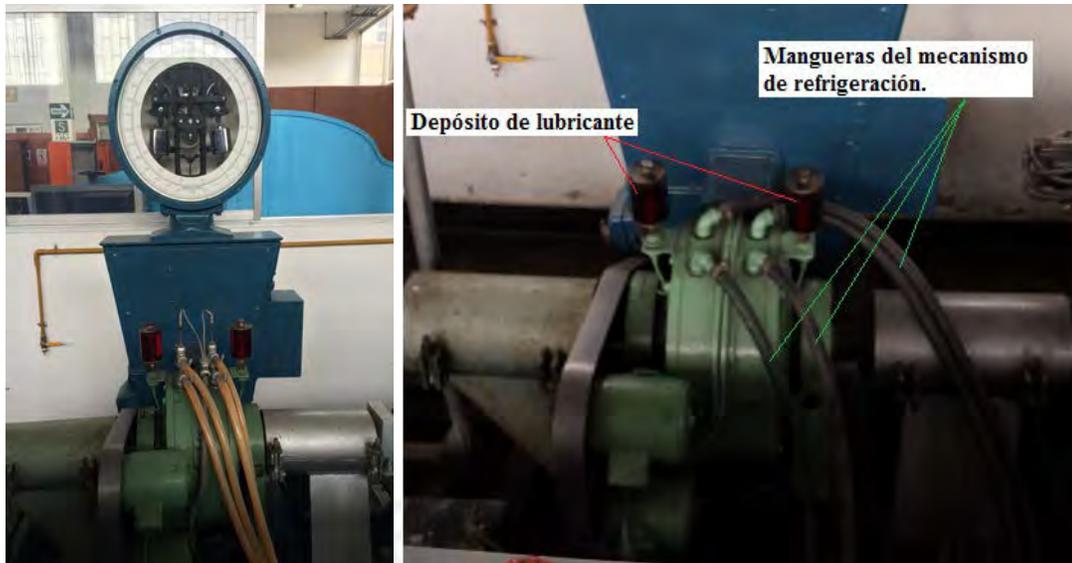


Figura 2.8. Dinamómetro del Laboratorio de Energía.³

a. Dinamómetro

Es un equipo mecánico en el cual se pueden obtener las curvas características de un motor de combustión interna y controlar de manera efectiva sus parámetros de operación. El principio de funcionamiento de un dinamómetro consiste en reducir la velocidad de giro del cigüeñal mediante el frenado, por lo cual presenta diversos tipos de frenado: freno prony, hidráulicos, eléctricos, etc. Este origina una carga al motor que lo obliga a aumentar su régimen de generación de potencia mecánica para evitar su frenado completo. Las pruebas más comunes que se desarrollan es uno de estos equipos para la obtención de la curva característica de un motor son las pruebas de velocidad y de carga.

En la tabla 2.1 se muestran las características técnicas del dinamómetro del Laboratorio de Energía de la Pontificia Universidad Católica del Perú para motores de combustión interna encendidos por chispa.

³ Figura tomada del banco de ensayo del Motor Nissan GA15 del Laboratorio de Energía.

Tabla 2.1. Características del dinamómetro del Laboratorio de Energía.

	Característica
Marca	Zölner & Co Kiel
Modelo	A220
Número de serie	1573
Voltaje	220V
Frecuencia	60 Hz
Tipo de frenado	Campo electromagnético
Rangos de torque	Baja: 0 – 150Nm \pm 0.5Nm Alta: 0 – 300Nm \pm 0.5Nm

El dinamómetro instalado en el Laboratorio de Energía al ser del tipo eléctrico, es decir que genera un campo magnético a través del paso de un fluido eléctrico, durante su operación origina un incremento de temperatura, por lo cual es necesario que este equipo tenga un sistema de refrigeración para que garantice que el aislamiento de las bobinas que generan el campo magnético no se deterioren.

Al tener el dinamómetro un sistema giratorio (eje del rotor), es necesario realizar la lubricación de cada uno de los componentes con el objetivo de reducir la fricción durante el funcionamiento de este equipo y evitar así el agarrotamiento por temperatura (generada por la fricción) de cada uno de estos componentes giratorios. La ubicación de ambos sistemas (refrigeración y lubricación) antes mencionados se muestran en la figura 2.8.

2.3 Parámetros de operación del motor de combustión interna objeto de estudio

La información técnica necesaria del motor de combustión interna objeto de estudio, abarca desde una información básica (manual de usuario) hasta el manual de partes y detalles de cada una de los sistemas que conforman este equipo térmico. Sin embargo, al ser este motor de cierta antigüedad no se puede acceder no se dispone de información confiable.

Como uno de los objetivos específicos del presente trabajo consiste en determinar el modelo matemático del motor para una condición frecuente de uso, al no contar con la información correspondiente es necesario realizar un levantamiento de información respecto a los parámetros de operación del motor de manera experimental, lo cual se indica a continuación:

- **Velocidad de giro (velocidad angular):** mediante ensayos previos se determinó que el giro del motor en ralentí es de 850 rpm y en operación es hasta los 6000 rpm.
- **Temperatura de operación:** al ser este motor enfriado por un refrigerante (agua) y al no tener un termostato (elemento que regula la temperatura de operación del motor), el motor objeto de estudio opera en una temperatura baja, la cual oscila aproximadamente entre los 75°C a 85°C.
- **Presión de aceite:** esta ha sido medida durante los ensayos y oscila entre los 40psig a 50psig. Esta variación depende de la temperatura del aceite y de la potencia generada por el motor.
- **Presión de colector de admisión:** esta ha sido medida durante los ensayos y oscila entre los -58.21kPa a -7.44kPa. Esta variación depende directamente de posición de la válvula de admisión de aire (mariposa), velocidad de giro y torque del motor. Mayor detalle en la tabla 2.2.

- **Par motor (torque):** este parámetro depende de la velocidad de giro, en tal sentido se obtuvieron tres par motor de las tres velocidades más usadas durante los ensayos de Laboratorio. Estos se indican en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Parámetros de operación del motor objeto de estudio (LABEN, 2014a).

Velocidad de giro (rpm)	Torque (Nm)	Admisión (kPa)
2509	75.0	92.560
3513	61.0	88.479
4485	45.0	86.224

2.4 Experimentos para la obtención de los parámetros de operación para la identificación del motor de combustión interna

El MCI objeto de estudio es un equipo térmico que consta de diversos subsistemas, entre los que se encuentran los sensores (indicadores) y actuadores. Al ser el motor objeto de estudio un modelo antiguo, en la mayoría de estos actuadores y sensores, su accionamiento depende de la energía mecánica que es proporcionada por el movimiento del cigüeñal a través de un sistema de engranajes o fajas (según corresponda). En tal sentido podemos mencionar alguno de estos instrumentos: indicador de temperatura, indicador de presión de aceite, de aceleración, distribuidor, etc. Este sistema como tiene diversas entradas y salidas se puede considerar como una planta MIMO.

En tal sentido al ser el objeto de estudio del presente trabajo un motor de combustión interna (MCI) y siendo uno de los objetivos específicos obtener experimentalmente un modelo matemático (función de transferencia) de este equipo, los procedimientos para obtener la función de transferencia para un MCI son diversos y abarcan desde el modelado matemático, hasta la obtención del modelo mediante la excitación del

sistema por una señal.

Además de los ejemplos presentados en el primer capítulo del presente trabajo, los investigadores Tengkun e Intan [33] de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Malasia, aplicaron la metodología de excitación a través de una señal experimental.

Se aplicó una señal pseudoaleatoria (ver figura 2.10) al MCI, la cual permite la excitación persistente de la planta y la obtención del modelo matemático que describe su comportamiento dinámico.

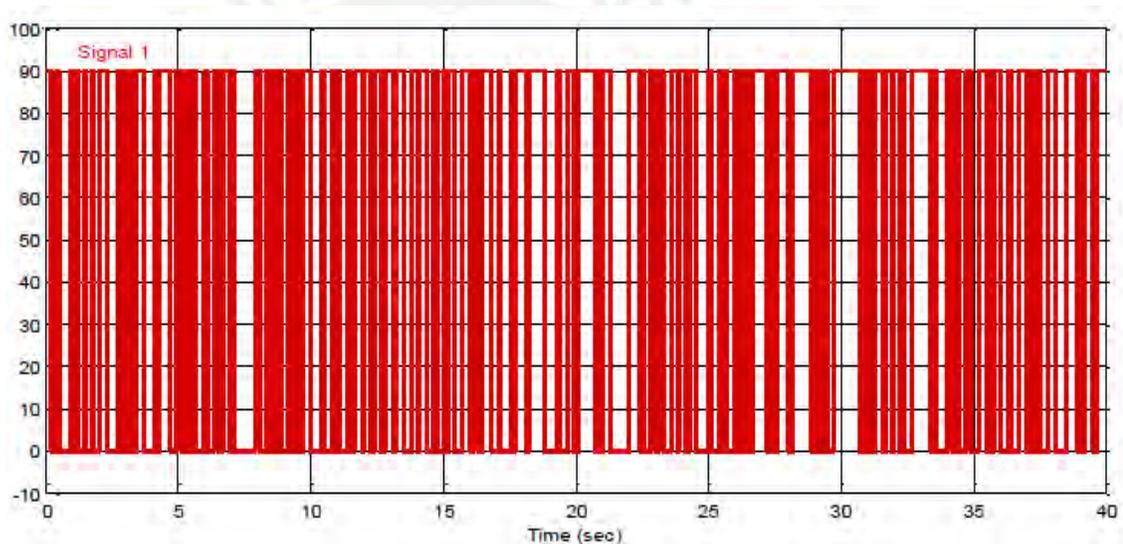


Figura 2.10. Señal pseudoaleatoria utilizada para identificar el MCI.

Una vez enviada la señal de excitación al motor de combustión interna se obtiene la señal de la variable de salida a registrar, la cual es usada para determinar el comportamiento dinámico del equipo de referencia. En base a la señal de entrada de excitación, Tengkun e Intan [33] obtuvieron la señal de salida (velocidad de giro) que se muestra en la figura 2.11.

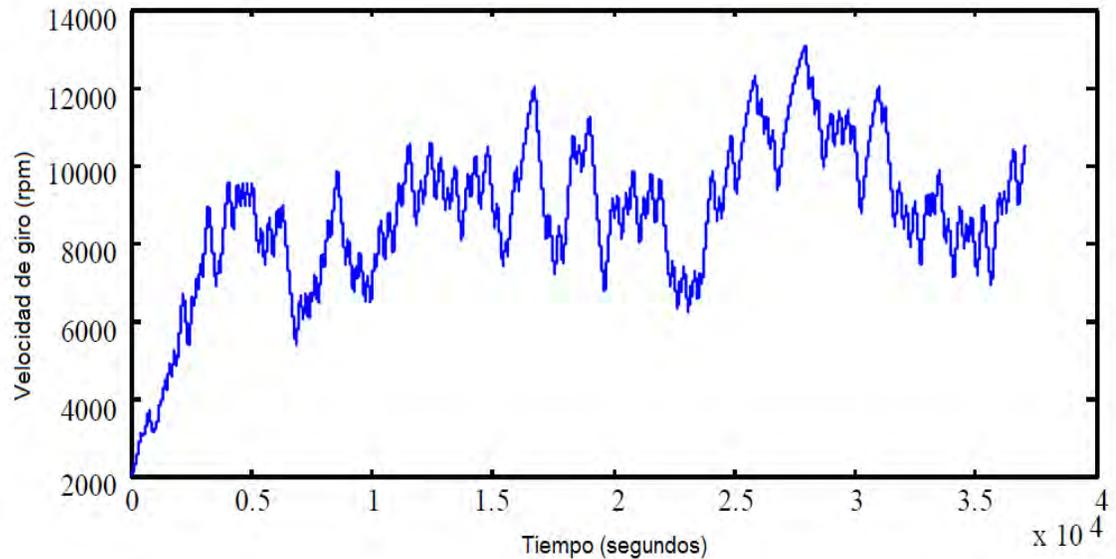


Figura 2.11: Señal de salida de un motor de combustión interna [33].

De las pruebas realizadas, Tengkun e Intan, obtuvieron un modelo del MCI con estructura ARX:

$$A(z^{-1})y(t) = B(z^{-1})u(t) + \varepsilon(t) \quad (2.1)$$

2.4.1 Descripción del banco de ensayo a identificar

El banco de ensayo conformado por un sistema (dinamómetro – MCI) del Laboratorio de Energía de la PUCP cuenta con instrumentos analógicos para la realización de ensayos de caracterización de variables de operación de un MCI (curvas de características de velocidad y/o torque).

En la figura 2.12 se muestra el diagrama funcional del banco de ensayo, así como las variables de operación monitoreadas del motor de combustión interna en el dinamómetro.

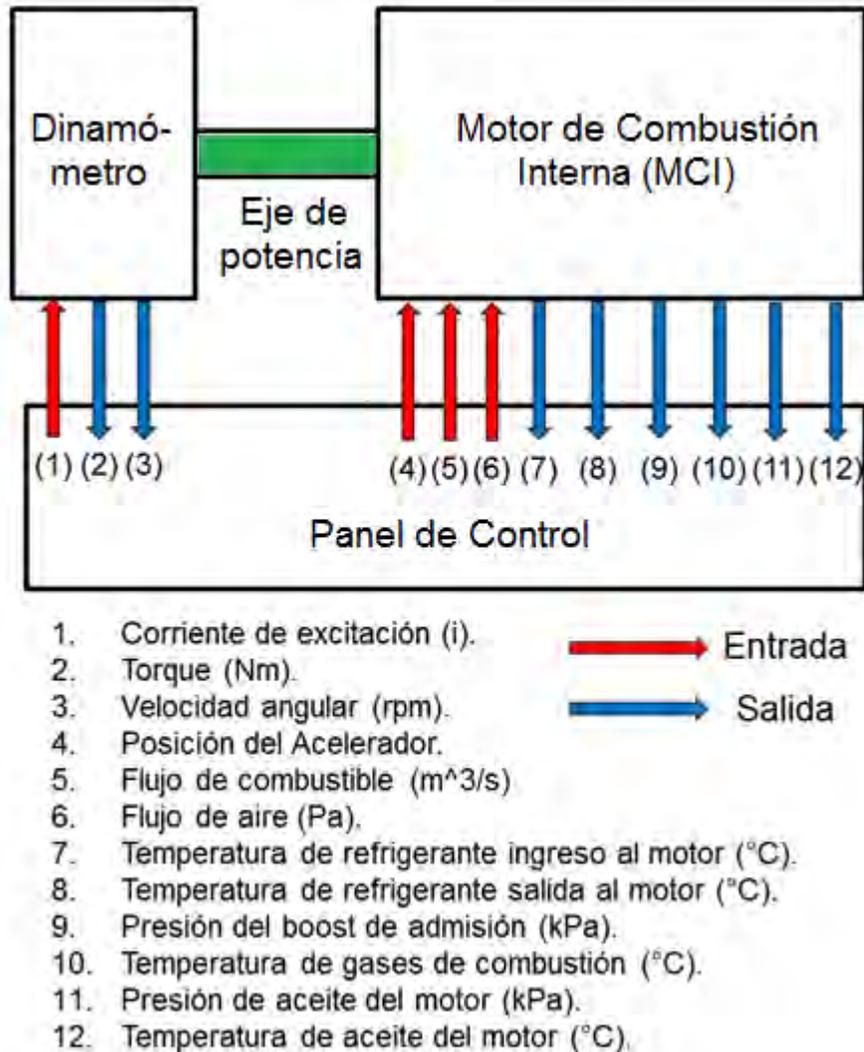


Figura 2.12. Diagrama funcional del banco de ensayos del motor de combustión interna objeto de estudio.

De todas las variables mostradas en la figura 2.12 involucradas en la operación del motor de combustión interna y según lo expuesto en la parte 1.3.2 del primer capítulo, se escogerá solamente la variable de entrada que refleje significativamente el comportamiento dinámico del motor objeto de estudio, como variable a controlar (de salida) se tiene a la velocidad de giro del cigüeñal del motor, simplificándose de esta forma el modelo del motor, ya que bajo estas condiciones será SISO y no MIMO. A

continuación se presentan las variables a considerar para la identificación del comportamiento dinámico del MCI objeto de estudio.

a) Presión del colector de admisión (kPa)

Esta variable cuantifica la presión en el colector de admisión, la cual depende directamente de la posición angular del acelerador, el par motor (torque) y la velocidad de giro del cigüeñal.

El rango de operación de esta variable va desde -58.21kPa a -7.44kPa, esto se debe a que este compartimiento trabaja en vacío (succión de aire), ya que los pistones en el momento de realizar la aspiración generan una depresión respecto a la del ambiente, con lo cual permiten el pase del aire ambiente hacia el carburador, generando así la aspiración del combustible.

El comportamiento de esta variable depende de la generación de potencia mecánica del motor de combustión interna según requerimiento, en el momento que se le exija una mayor demanda de carga al motor la posición de la válvula de control de ingreso de aire hacia el colector de admisión será mayor, por lo que la diferencia de presiones entre el colector y el ambiente será menor, y por tanto el valor de la presión será más cercano al del ambiente (presión manométrica cercana a 0 kPa).

Tabla 2.3. Presiones manométricas en el colector de admisión para distintas velocidades.

Posición de la válvula mariposa	Velocidad (rpm)		
	2500	3500	4500
100	-11.48kPa	-11.35kPa	-12.42kPa
0%	-58.21kPa	-58.50kPa	-58.97kPa

Los valores presentados en la tabla 2.3 indican el rango de operación de la presión del colector de admisión para tres tipos de velocidades de giro del motor.

El sensor y el punto de medición usado para registrar el valor de la presión en el colector de admisión se muestran en la figura 2.14.

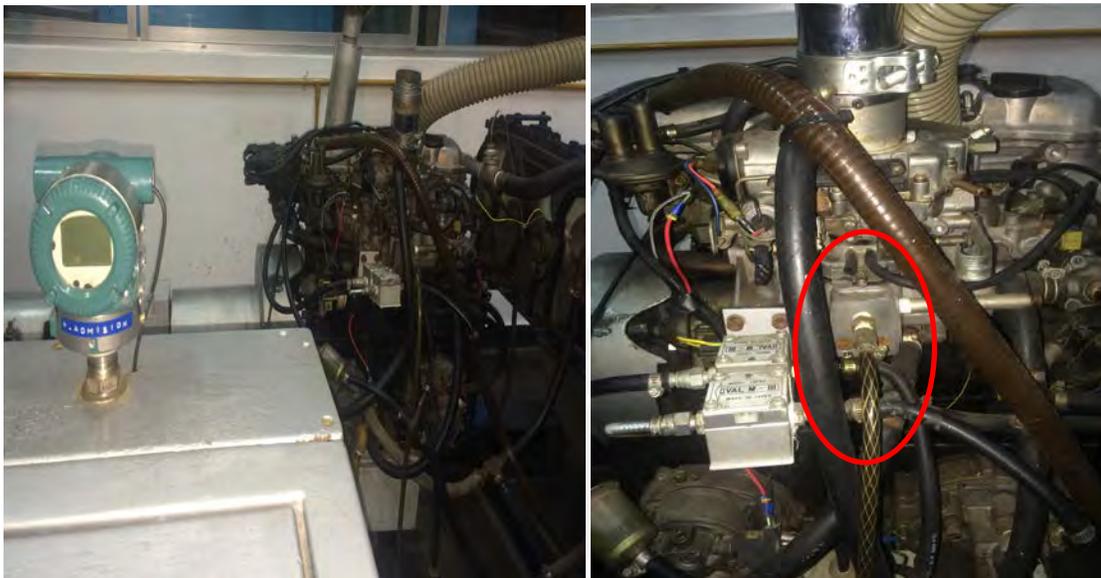


Figura 2.14: Ubicación de la toma de presión en el colector de admisión.

b) Sensor de velocidad de giro

La velocidad de giro del cigüeñal del motor es la variable de operación del sistema de control a implementar. Para realizar la medición de esta variable existen diversos tipos de sensores que operan con diferentes principios.

Entre los principales principios de medición se encuentran: el magnético (usado en metales conductores), el de contacto (pueden ser tangenciales o superficiales) y el óptico (mediante un sensor infrarrojo). Según el principio de operación del sensor, estos pueden operar hasta 99999 o a más. La ubicación en el banco de experimentos a usar se muestra en la figura 2.13.

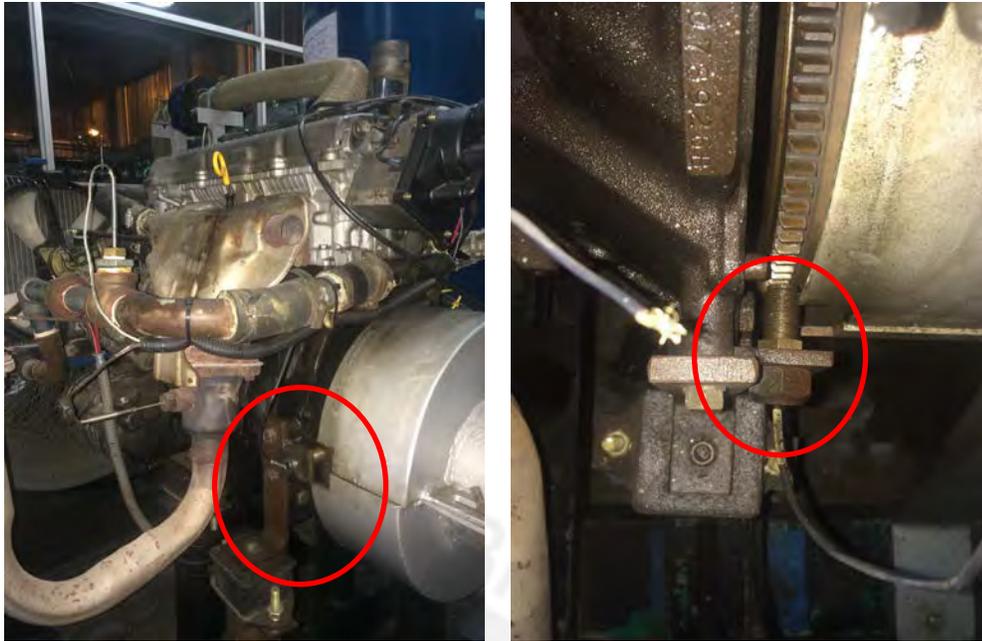


Figura 2.13. Ubicación del sensor de velocidad de giro del cigüeñal.

Las características del sensor y los accesorios seleccionados se muestran en las tablas 2.4 y 2.5 respectivamente.

Tabla 2.4. Datos del sensor inductivo usado en la identificación.

Características	Valores
Marca	Monarch Instrument
Modelo	M-190W
Rango de operación	1 – 99999 rpm
Distancia de operación	Extensión máxima al eje giratorio de 0.127 mm
Señal de salida	190V P-P maxima
Temperatura de operación	-73 a 107°C

Tabla 2.5. Datos del amplificador del sensor inductivo usado en la identificación.

Características	Valores
Marca	Monarch Instrument
Modelo	MT-190
Fuente	3.3 a 12 Vdc, 15mA
Señal de salida	TTL compatible con 5 Vdc
Temperatura de operación	-6 a 70°C

c) Registrador de datos

Para asegurar el registro de datos, se utilizó un registrador de señales analógicas para adquirir la información proveniente de los sensores de presión y de velocidad (rpm). Las características del registrador de datos se indican en la tabla 2.6.

Tabla 2.6. Datos técnicos del registrador.

Parámetro	Datos
Marca	Yokogawa
Modelo	MV1012
Número de canales analógicos	12
Tiempo de muestreo máximo	100ms
Fuente de alimentación	220Vac – 12Vdc

2.4.2 Experimento de identificación

Las herramientas de identificación de sistemas han sido ampliamente utilizadas en la obtención de modelos matemáticos de diferentes procesos, ver por ejemplo [4, 12, 38, 42, 66, 71, 74, 82, 83, 85, 86, 87]. El proceso de identificación de sistemas consiste en obtener un modelo matemático del proceso objeto de estudio utilizando datos experimentales obtenidos en condiciones de funcionamiento de dicho proceso [38]. La metodología de identificación de sistemas consta de los siguientes pasos [38]:

- a. Realizar el diseño del experimento y del registro de los datos. Para tal fin es necesario excitar la planta con señales y periodos de tiempo determinados.
- b. Tratamiento de los datos obtenidos, debido a que en algunos casos las señales son susceptibles de albergar ruidos u otras imperfecciones no deseadas. El objetivo es mejorar los datos y por ende el proceso de identificación.
- c. Elección de la estructura de modelo.
- d. Estimación de parámetros
- e. Validación del modelo.

El diagrama de flujo que resume el procedimiento de identificación se muestra en la figura 2.14.

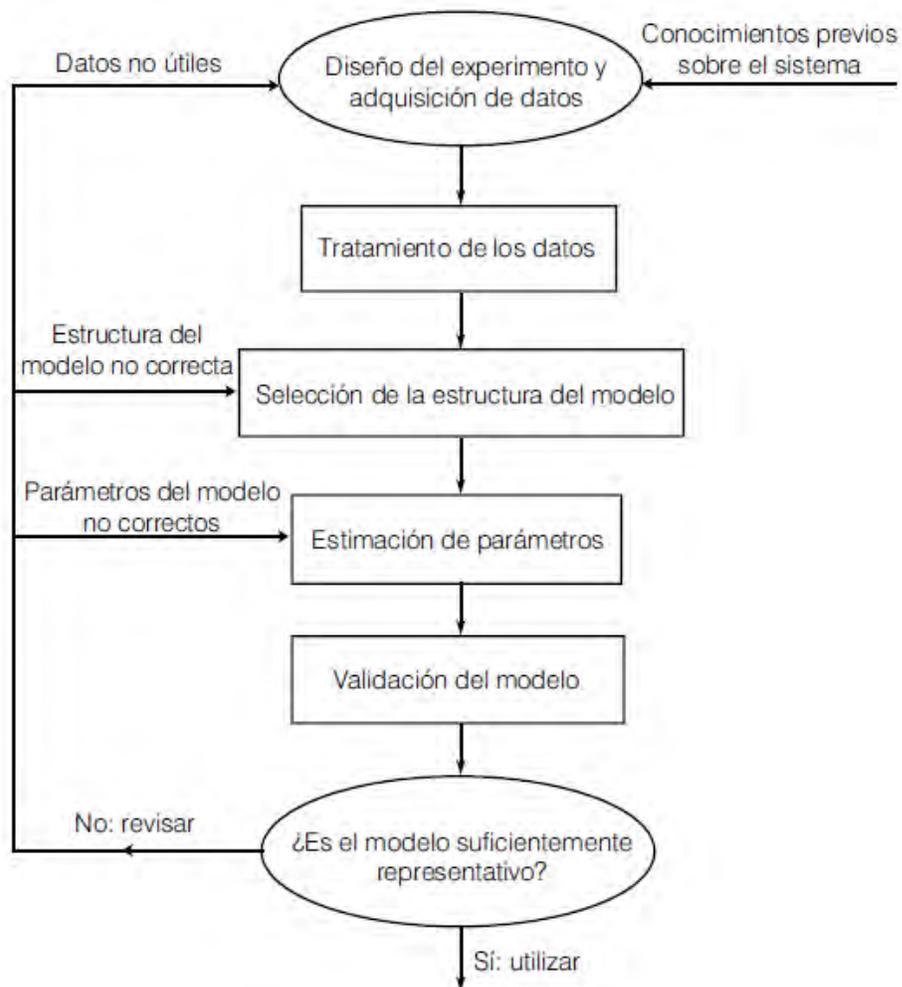


Figura 2.14. Diagrama de flujo del procedimiento de identificación de sistemas.

2.5 Identificación del motor de combustión interna objeto de estudio

Según lo expuesto en la parte 2.4.2 del presente capítulo se procedió a realizar la identificación del motor de combustión interna objeto de estudio.

2.5.1 Diseño del experimento de identificación

Como se indica en la tabla 2.3, mediante ensayos de laboratorio se obtuvieron los valores de las presiones máximas y mínimas para tres velocidades de giro (rpm) del motor de combustión interna. De estas tres velocidades se utilizará en la identificación la velocidad de 2500rpm.

Para determinar el rango lineal de operación del motor respecto a esta velocidad se ha realizó una primera excitación del motor simulando una entrada escalón, la cual debe de abarcar todo el rango de operación (aceleración máxima). La figura 2.15 y en la tabla 2.7 se muestran el comportamiento de la presión del colector de admisión para esta velocidad.

Tabla 2.7. Valores de la presión máxima y mínima del colector de admisión.

Posición de apertura de la válvula mariposa	Presión (kPa)	Torque (Nm)
100%	-11.48	73
0%	-58.21	0

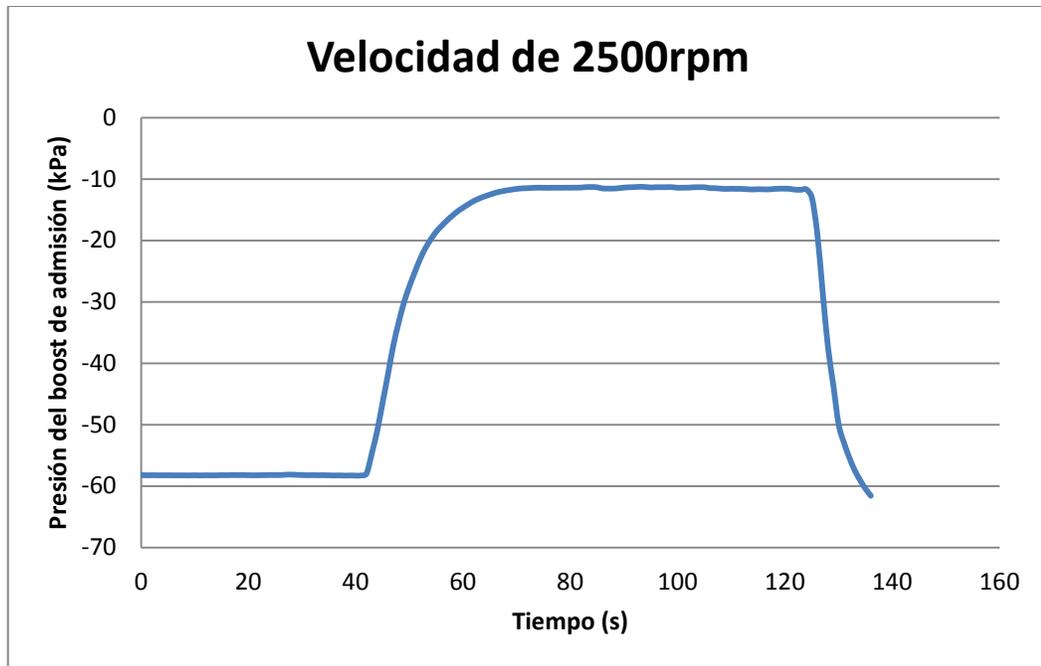


Figura 2.15. Presión del boost de admisión para la velocidad de giro del cigüeñal de 2500 rpm desde el 0% al 100% de apertura de la válvula mariposa.

De los valores obtenidos, ver tabla 2.7 y figura 2.15, se obtienen los parámetros a usar en el diseño de la señal pseudoaleatoria, los cuales se muestran en la tabla 2.8.

Tabla 2.8. Valores usados para el diseño de la señal pseudoaleatoria.

Parámetro	Valores	
Tiempo	rango	[1 – 901]
	Periodo	0.025
	Incremento	1
Señal	Prbs	pseudoaleatoria
Rango de señal lineal	Presión del boost de admisión (kPa)	[-46.52 -23.16]

Para el motor objeto de estudio, como se indicó anteriormente, la señal pseudoaleatoria mostrada en la figura 2.16 será usada para modificar la posición de la

válvula de mariposa (sistema de inyección de combustible), siendo esta posición medida mediante el sensor de presión ubicado en el colector de admisión.

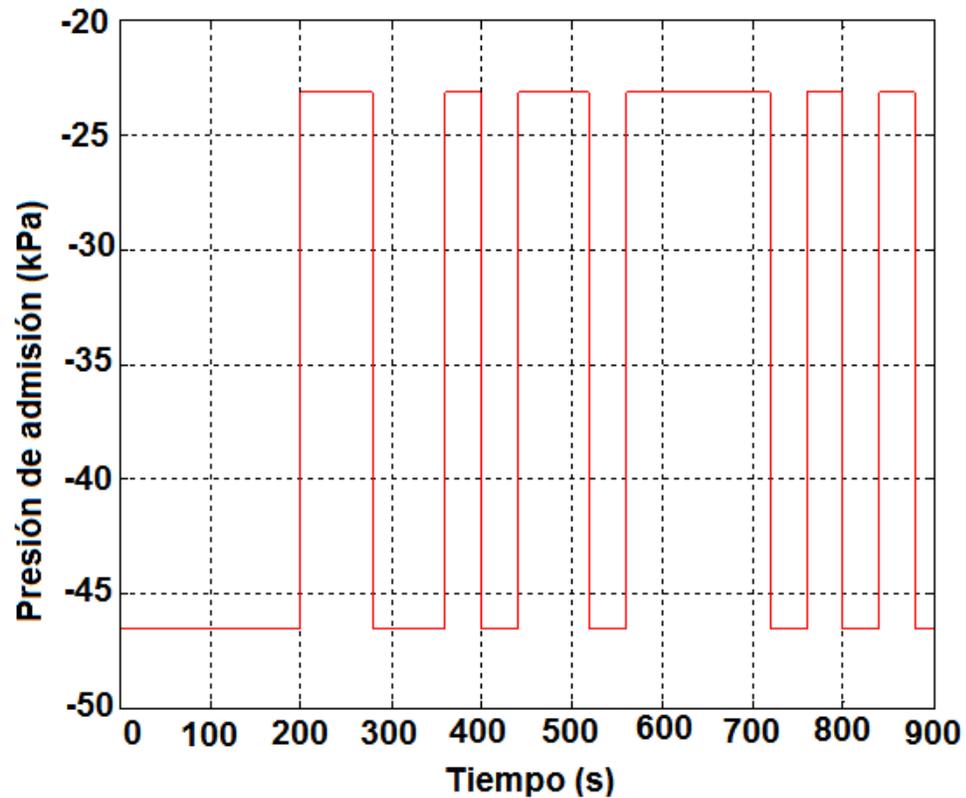


Figura 2.16. Señal pseudoaleatoria para la identificación del motor de combustión interna objeto de estudio.

Como el actuador (válvula de mariposa) es del tipo mecánico (no se cuenta con un dispositivo electrónico que controle su posición) su funcionamiento será de forma manual. El comportamiento de esta señal ideal (software) vs la real (obtenida en el ensayo) se muestra en la figura 2.17.

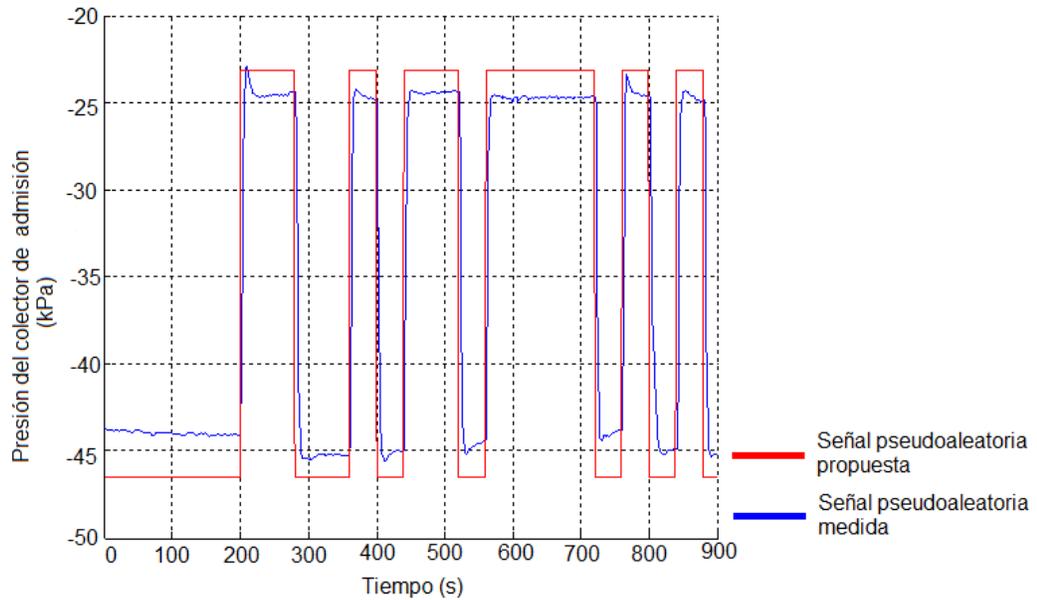


Figura 2.17. Resultados comparativos de las señales pseudoaleatorias ideal vs real.

Según [12] para realizar el diseño de un sistema de control de la velocidad de giro del cigüeñal del MCI, se recomienda determinar el modelo dinámico mediante un banco de ensayos, el cual permite mantener las condiciones de operación del motor controladas. Según lo indicado, con la señal pseudoaleatoria (ver figura 2.17) se procedió a excitar al motor de combustión interna objeto de estudio y se obtuvo la respuesta temporal de la variable controlada (velocidad de giro del cigüeñal). Los resultados obtenidos se muestran en la figura 2.18.

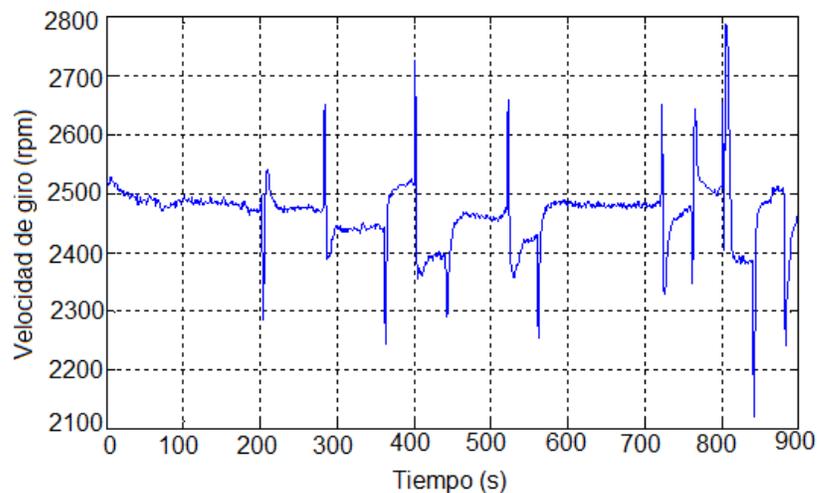


Figura 2.18. Velocidad de giro del motor del cigüeñal del MCI.

2.5.2 Tratamiento de señales

El registrador de datos usado en este experimento de marca Yokogawa cuenta con filtros, tanto digitales como también físicamente en su parte constructiva. De igual forma los cables usados en la transmisión de las señales de los sensores hacia el registrador de datos fueron del tipo apantallados lo cual aumenta la probabilidad de reducir los ruidos no deseables que distorsione la señal.

2.5.3 Selección de la estructura del modelo

Para seleccionar la estructura de modelo a utilizar, se procedió a realizar una comparación entre tres estructuras: ARX, ARMAX y OE, obteniéndose los resultados mostrados en las figuras 2.19, 2.20 y 2.21 respectivamente para diferentes órdenes de los modelos.

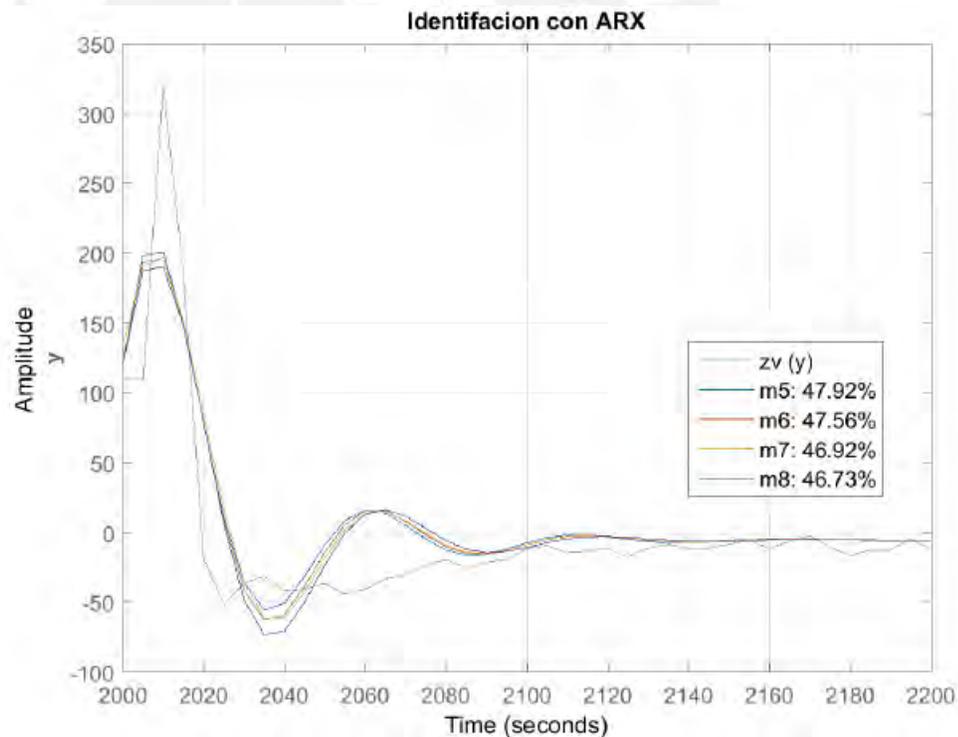


Figura 2.19. Identificación con estructura ARX.

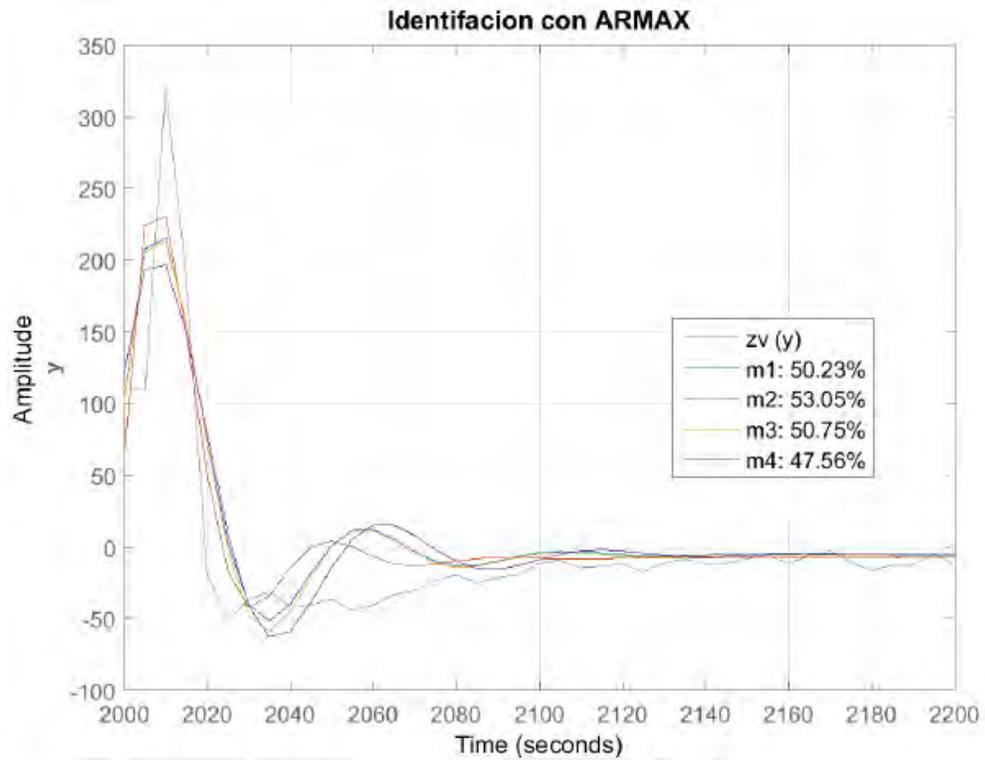


Figura 2.20. Identificación con estructura ARMAX.

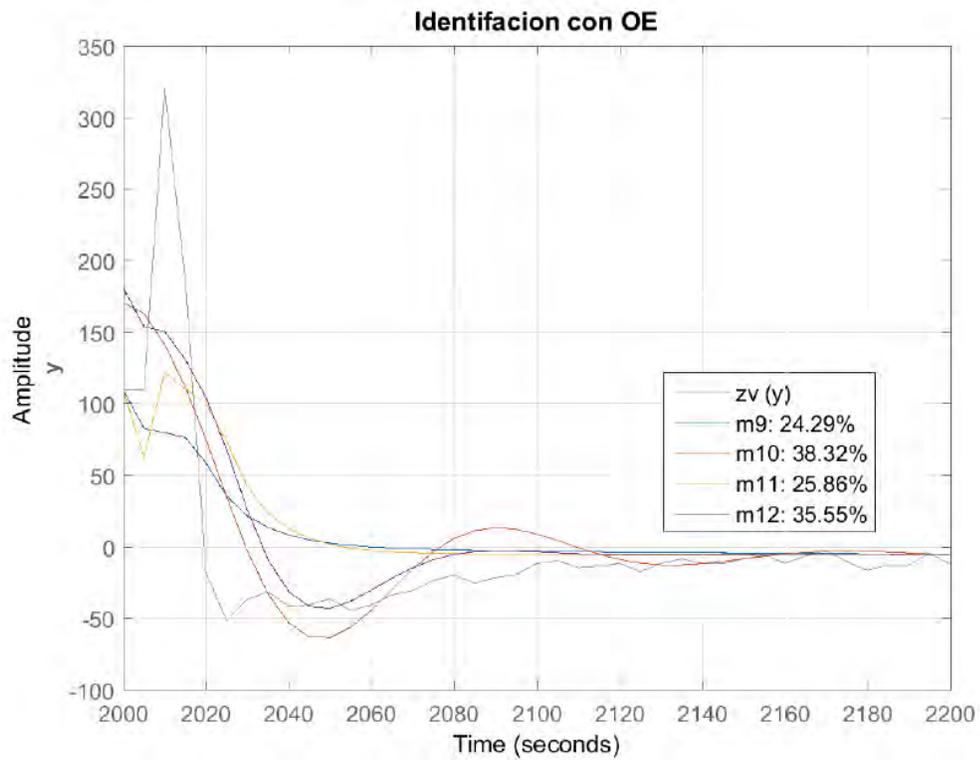


Figura 2.21. Identificación con estructura OE.

En función de resultados obtenidos, se tiene que la estructura de modelo ARMAX es la que mejor representa el comportamiento dinámico del MCI objeto de estudio.

2.5.4 Estimación de parámetros

La velocidad de giro del cigüeñal (ver figura 2.18) y la presión del colector de admisión, la cual se varía mediante la válvula mariposa (ver figura 2.17), son las variables de salida y entrada respectivamente del MCI.

El orden de los polinomios de los modelos basados en la estructura ARMAX mostrados en la figura 2.20 se exhiben en la tabla 2.9. El modelo ARMAX presenta la siguiente estructura:

$$A(q^{-1})y(t) = B(q^{-1})q^{-k}u(t) + C(q^{-1})e(t) \quad (2.2)$$

Tabla 2.9. Valores de los polinomios de los modelos mostrados en la figura 2.20.

Modelo	Polinomios			
	Orden de A	Orden de B	Orden de C	Retardo
m ₁	2	1	1	2
m ₂	2	1	2	1
m ₃	2	1	1	1
m ₄	2	1	0	1

El modelo con estructura ARMAX que mejor describe el comportamiento dinámico del MCI es m₂ y los valores de los coeficientes de sus polinomios son los siguientes:

$$A(q^{-1}) = 1 - 1.047q^{-1} + 0.5463q^{-2} \quad (2.3)$$

$$B(q^{-1}) = 1.674q^{-1} \times q^{-1} \quad (2.4)$$

$$C(q^{-1}) = 1 + 1.674q^{-1} + 0.8729q^{-2} \quad (2.5)$$

2.5.5 Validación del modelo

Una vez obtenido el modelo que presenta mayor grado de aceptación, se valida este considerando datos que no fueron utilizados en la estimación. Una primera validación de este modelo se realiza entre el rango de 2000 a 2200 segundos. En la figura 2.22 se muestran los resultados de validación.

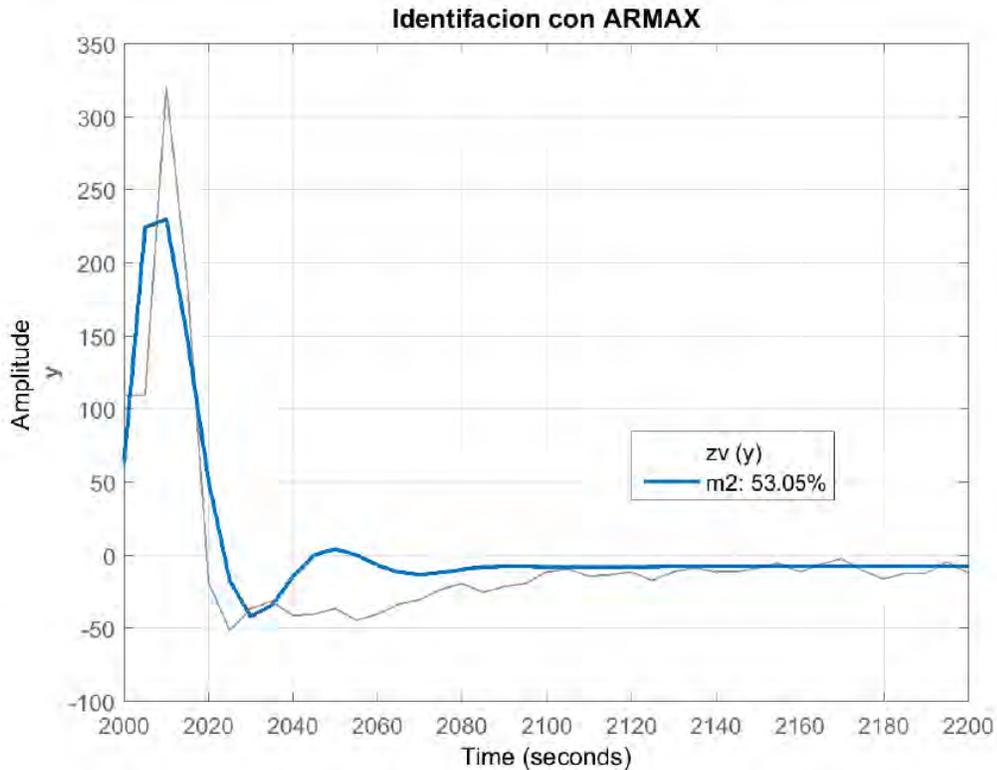


Figura 2.22. Resultados de validación del modelo m_2 del MCI objeto de estudio en el primer tramo.

Como se observa de la figura 2.21, el modelo “ m_2 ” obtiene un grado de adecuación (FIT) de 53.05%, que en comparación a los demás modelos (ver figura 2.20) es el de más alto.

En la figura 2.22 se muestran los resultados de validación de este modelo (m_2) para otro rango de valores, obteniéndose un FIT de 52.3%.

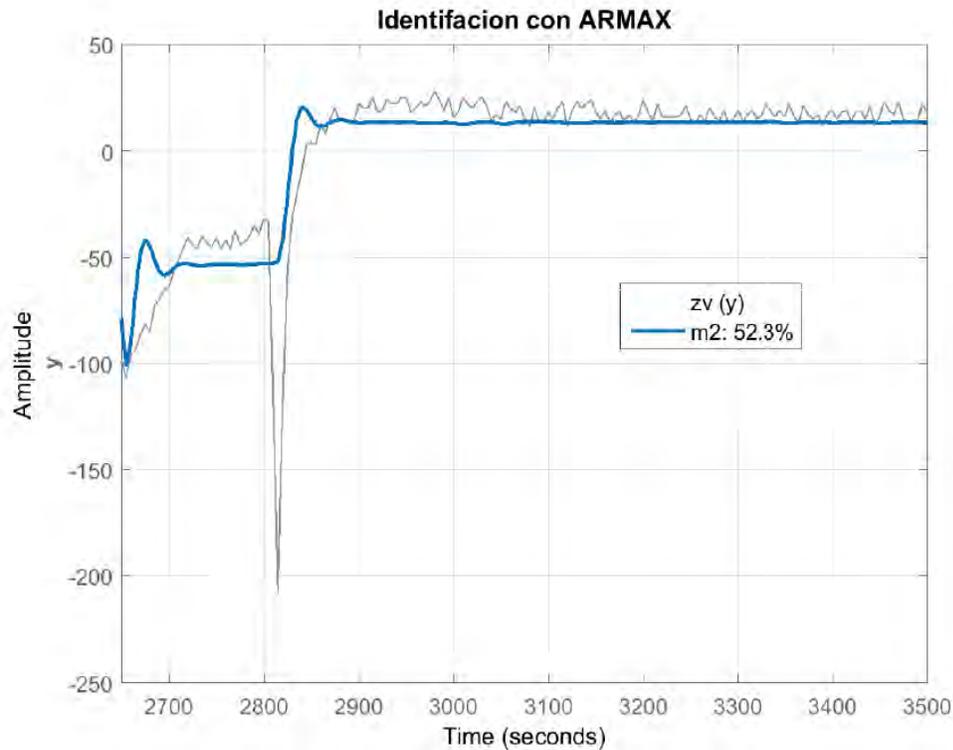


Figura 2.22. Resultados de validación del modelo m_2 del MCI objeto de estudio en el segundo tramo.

2.6 Conclusiones

- Se describió el principio de funcionamiento del MCI objeto de estudio y se determinaron experimentalmente sus parámetros de operación.
- Se determinaron las variables de entrada y salida del modelo a obtener del MCI. Como variable de entrada se consideró la presión del colector de admisión y como variable de salida la velocidad de giro del cigüeñal del motor.
- Se realizó el procedimiento completo de identificación del MCI objeto de estudio. Como resultado se obtuvo que el comportamiento dinámico de esta planta se describe mediante un modelo con estructura ARMAX de segundo orden.
- Los resultados de validación del modelo obtenido mostraron una correspondencia aceptada (considerando las condiciones bajo las cuales se obtuvieron los datos medidos) entre los datos medidos y los estimados por el modelo.

CAPÍTULO III. DISEÑO DE UN PREDICTOR DE SMITH DISCRETO PARA EL CONTROL DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR OBJETO DE ESTUDIO

3.1 Introducción:

En el presente capítulo se desarrolla la propuesta del diseño del sistema de control de la velocidad del motor de combustión interna Nissan GA15 instalado en el Laboratorio de Energía, el cual estará basado en la metodología propuesta por Otto Smith [108], finalmente se realizan las simulaciones correspondientes para comprobar el desempeño del controlador diseñado.

3.2 Fundamentación de la estrategia de control a utilizar

Las variables de operación que caracterizan a un motor de combustión interna (MCI) son: **las termodinámicas**: presión, temperatura, flujo; **las mecánicas**: velocidad de giro, torque; **las eléctricas**: generación de electricidad, tensión, etc. El comportamiento de estos parámetros de operación durante la operación de un MCI es muy complejo debido a muchos factores entre los que se encuentran: el estado de conservación del motor, el combustible, el tipo de aceite usado en la lubricación, los usuario, etc.

Como se mostró en el capítulo 1, diferentes autores han desarrollado controladores basados en metodologías avanzadas, las cuales se diferencian de las estrategias clásica (PID). Pero en estos controladores no se ha tenido en cuenta el retardo de tiempo real que presenta el comportamiento dinámico de los MCI. Por ende se requiere realizar un estudio para analizar el efecto del retardo de tiempo en el control de la velocidad de un motor de combustión interna.

Como se señaló en el capítulo 1, para el control de plantas con retardo de tiempo, el predictor de Smith (PS) constituye una poderosa herramienta, ver por ejemplo [18, 19, 21, 28, 36, 39, 40, 44, 45, 54].

Considerando que en los MCI el control lo desarrolla la Unidad Electrónica de Control (ECU), la cual posee como unidad central de procesamiento electrónico a un microcontrolador (μC) (ver figura 1.11) y por consiguiente el procesamiento de señales se realiza de forma discreta, en esta tesis se propone utilizar para el control de la velocidad de giro del cigüeñal del MCI un PS discreto, lo cual sin lugar a dudas constituye una solución novedosa y efectiva.

3.3 Diseño del controlador

Esta parte consta de dos temas a tratar: el primero relacionado con la teoría correspondiente al desarrollo de un predictor de Smith; y luego el diseño del controlador de velocidad discreto basado en un PS.

3.3.1 El Predictor de Smith

El PS constituye una técnica de control avanzado usado en el control de procesos que presentan retardo de tiempo, este predictor fue creado por Otto Smith en el año 1957 [108]. Este sistema de control mediante la aplicación de un modelo de la planta sin retardo de tiempo, posibilita predecir el comportamiento dinámico del proceso antes del retardo de tiempo.

En la figura 3.1 se muestra el diagrama de bloques del sistema de control de una planta con retardo de tiempo.

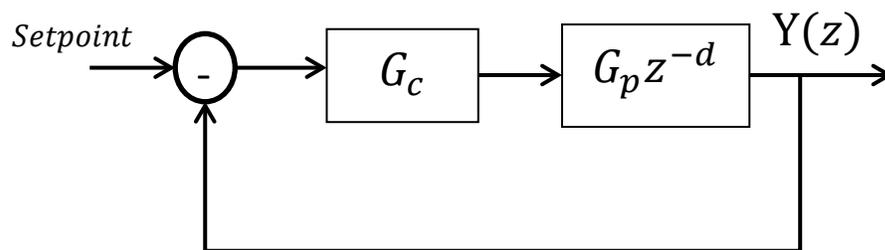


Figura 3.1. Diagrama de bloques de un lazo de control genérico de una planta con retardo de tiempo.

donde:

G_c : Controlador de la planta;

G_p : Función de transferencia de la planta;

z^{-d} : Operador de retardo "d", es equivalente a q^{-k} ;

Y_z : Salida de la planta;

Setpoint: valor deseado de referencia.

Según lo indicado en la figura 3.1, la función de transferencia en lazo cerrado con y sin retardo de tiempo se muestra mediante las expresiones:

$$G_T(z) = \frac{G_c(z)G_p(z)}{1 + G_c(z)G_p(z)} \quad (3.1)$$

$$G_T(z) = \frac{G_c(z)G_p(z)z^{-d}}{1 + z^{-d}G_c(z)G_p(z)} \quad (3.2)$$

Separando el efecto del retardo del sistema, la figura 3.1 se modifica como se muestra en la figura 3.2.

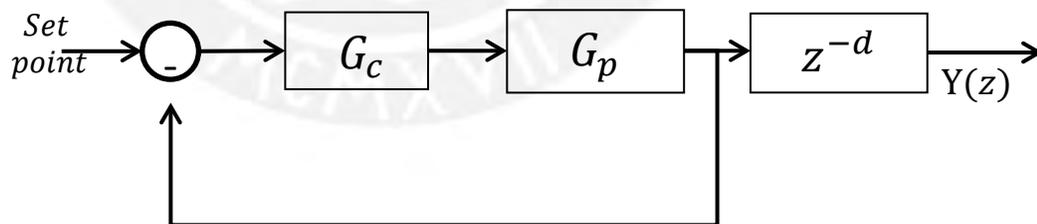


Figura 3.2. Diagrama de bloques del sistema de control separando el efecto del retardo de tiempo.

Este tipo de controlador consiste en procesar la señal de control considerando un modelo del proceso sin retardo y un modelo completo del proceso (con retardo). Por lo tanto, si se modifica la figura 3.2 para cumplir con la propuesta de Smith y predecir la

respuesta de la salida de la planta antes del retardo, el sistema presenta la estructura que se muestra en la figura 3.3.

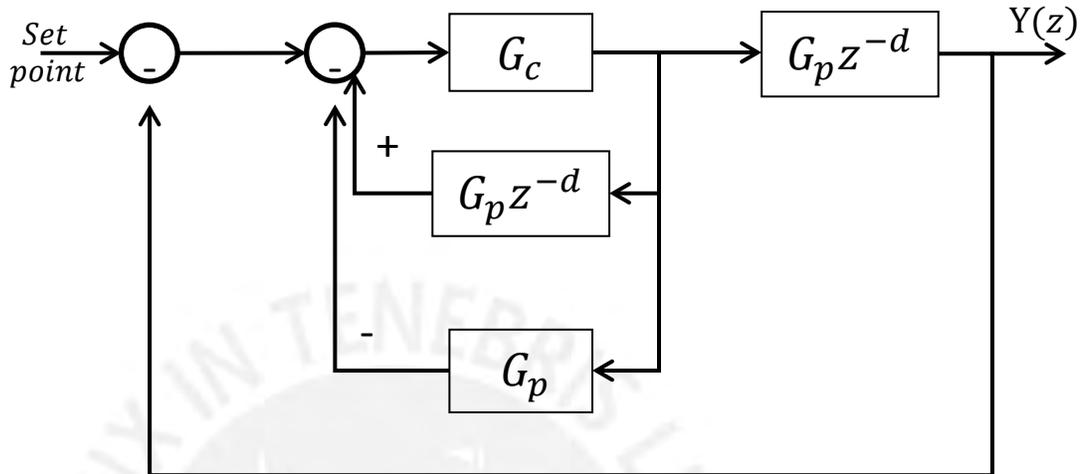


Figura 3.3. Diagrama de bloques del sistema de control basado en un PS.

En la figura 3.4 se muestra un diagrama de bloques de un sistema de control basado en un PS de una planta con retardo de tiempo.

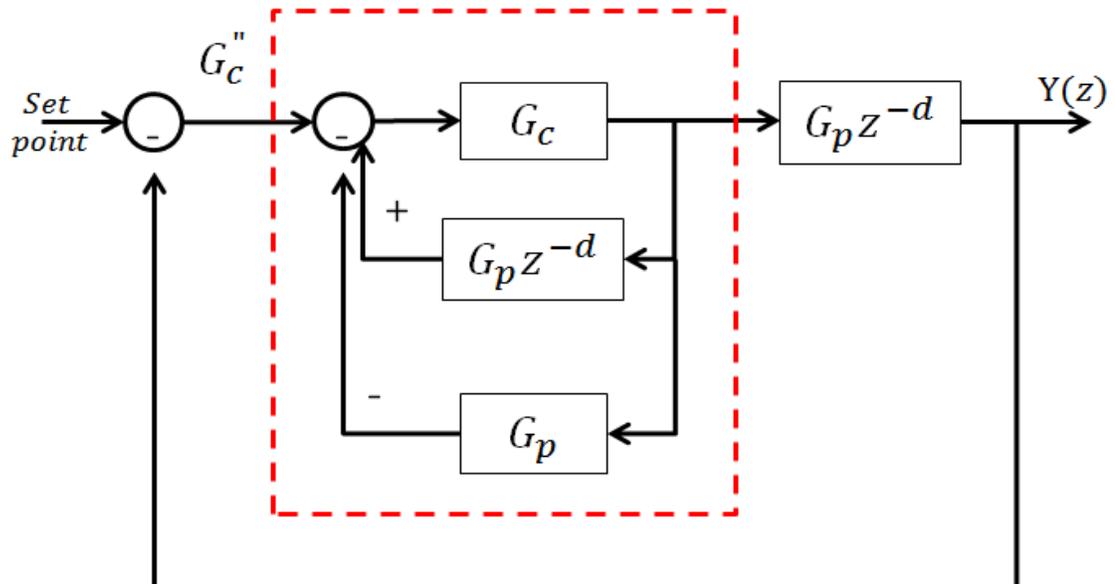


Figura 3.4. Diagrama de bloques de un sistema de control basado en un PS.

Realizando el álgebra de bloques, la función de transferencia del controlador G_c'' queda definida mediante la expresión:

$$G_c''(z) = \frac{G_c(z)}{1 + (1 - z^{-d})G_c(z)G_p(z)} \quad (3.3)$$

En la figura 3.5 se muestra otra variante de la estructura de un sistema de control basado en un PS de una planta con retardo de tiempo.

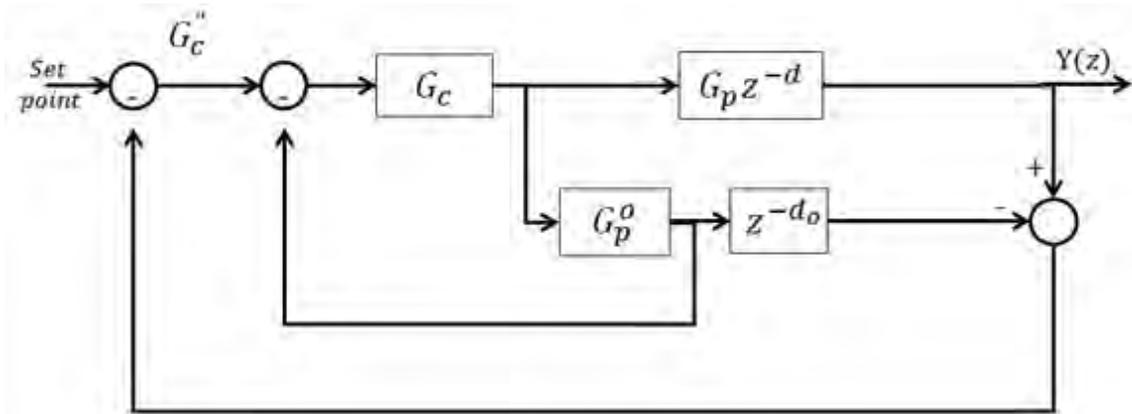


Figura 3.5. Diagrama de bloques de un sistema de control basado en un PS.

La función de transferencia en lazo cerrado de la planta representada en la figura 3.5 es:

$$G_T(z) = \frac{G_c(z)G_p(z)z^{-d}}{1 + G_c(z)G_p^o(z) + G_c(z)[G_p(z)z^{-d} - G_p^o(z)z^{-d_o}]} \quad (3.4)$$

3.3.2 Diseño del controlador

En el capítulo 2 se obtuvo el modelo matemático del MCI con estructura ARMAX el cual se representa mediante la expresión:

$$A(z)y(t) = z^{-d}B(z)u(t) + C(z)e(t)$$

donde:

$$A(z) = 1 - 1.047z^{-1} + 0.5463z^{-2} \quad (3.5)$$

$$B(z) = 1.674z^{-1} \quad (3.6)$$

(3.7)

$$C(z) = 1 + 1.674z^{-1} + 0.8729z^{-2}$$

Como el controlador a diseñar del MCI se basa en un predictor de Smith, el diagrama funcional del sistema de control es el que se exhibe en la figura 3.6.

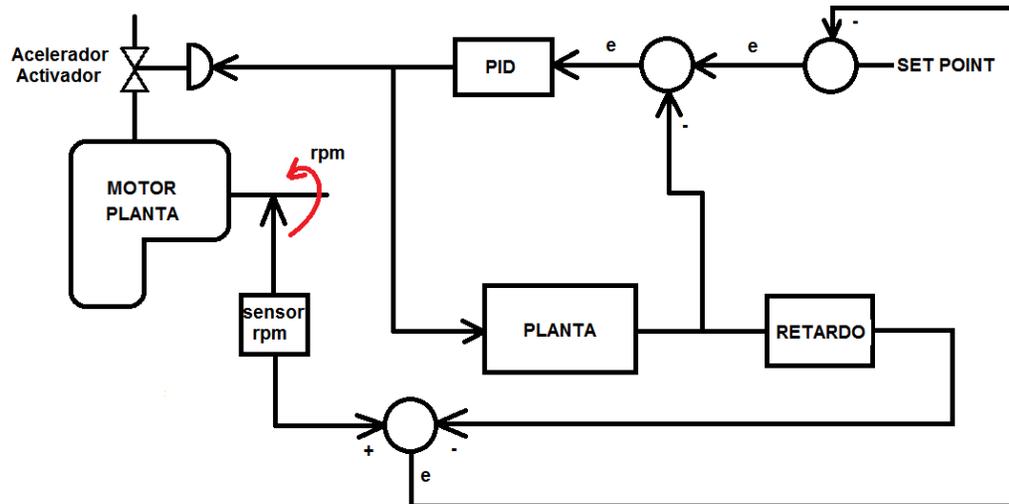


Figura 3.6. Diagrama funcional del sistema de control basado en un predictor de Smith del MCI objeto de estudio.

Resulta necesario determinar con precisión experimentalmente el retardo de tiempo que tiene el MCI, sin embargo en el presente trabajo se calcula este tiempo debido a que su estimación basada en experimentos resulta compleja. Para facilitar el cálculo del retardo de tiempo se trabajará en el dominio de tiempo continuo, por lo que las expresiones (3.5) – (3.6) se expresan de la siguiente manera:

$$A(s)y(s) = (e^{-\tau s})B(s)u(s) + C(s)e(s)$$

$$A(s) = s^2 + 0.1209s + 0.02824 \quad (3.8)$$

$$B(s) = 0.2257s + 0.09463 \quad (3.9)$$

$$C(s) = s^2 + 0.4299s + 0.199 \quad (3.10)$$

Analizando la planta sin perturbaciones y sin retardo de tiempo, el modelo de la planta se representa como:

$$G_p(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (3.11)$$

Considerando un controlador del tipo PI:

$$G_c(s) = c(t) \approx 1 + \frac{K_p}{t_i s} \quad (3.12)$$

Analizando la estabilidad del sistema mediante la ecuación característica (EC):

$$EC(s) = 1 + \left(1 + \frac{K_p}{t_i s} \right) \left(\frac{0.2257s + 0.09463}{s^2 + 0.1209s + 0.02824} \right) \quad (3.13)$$

Desarrollando la expresión (3.13) se obtiene:

$$EC = \frac{t_i s^3 + 0.3466t_i s^2 + (0.12287t_i + 0.2257K_p)s + 0.09463K_p}{(t_i)[s^3 + 0.1209s^2 + 0.02824s]} \quad (3.14)$$

Aplicando el segundo principio de estabilidad de Routh-Hurwitz en la expresión 3.14 [25], se obtiene:

$$t_i > 0 \quad (3.15)$$

$$0.3466t_i > 0 \quad (3.16)$$

$$0.12287t_i + 0.2257K_p > 0 \quad (3.17)$$

$$0.09463K_p > 0 \quad (3.18)$$

Aplicando el tercer principio de estabilidad de Routh-Hurwitz en la expresión (3.14) [25] se obtiene:

$$\begin{array}{l|ll} s^3 & t_i & (0.12287t_i + 0.2257K_p) \\ s^2 & 0.3466t_i & 0.09463K_p \\ s^1 & \alpha_1 & \alpha_2 \\ s^0 & \beta_1 & \beta_2 \end{array} \quad (3.19)$$

Los coeficientes α_1 , α_2 , β_1 y β_2 se definen como:

$$\alpha_1 = 0.042586t_i - 0.01640K_p \quad (3.20)$$

$$\alpha_2 = 0 \quad (3.21)$$

$$\beta_1 = 0.09469K_p \quad (3.22)$$

$$\beta_2 = 0 \quad (3.23)$$

Según los principios indicados por Routh – Hurwitz, todos estos parámetros deben ser mayores que cero para asegurar la estabilidad del sistema.

$$t_i > 0 \quad (3.24)$$

$$K_p > 0 \quad (3.25)$$

$$t_i > 0.3865K_p \quad (3.26)$$

$$t_i > -1.837K_p \quad (3.27)$$

Continuando con el análisis de la planta, pero ahora considerando el retardo. Se obtiene un nuevo controlador:

$$G_c''(s) = \frac{G_c(s)}{1 + (1 - e^{-Ts})G_c(s)G_p(s)} \quad (3.28)$$

De este nuevo controlador, su ecuación característica es:

$$EC''(s) = 1 + (1 - e^{-Ts})G_c(s)G_p(s) \quad (3.29)$$

Introduciendo los valores de las expresiones (3.11) y (3.12) en (3.29) se obtiene:

$$EC''(s) = 1 + (1 - e^{-Ts}) \left(1 + \frac{K_p}{t_i s} \right) \left(\frac{0.2257s + 0.09463}{s^2 + 0.1209s + 0.02824} \right) \quad (3.30)$$

Haciendo uso de la primera aproximación de Pade:

$$e^{-s\tau} \approx \frac{1 - \frac{\tau s}{2}}{1 + \frac{\tau s}{2}} \quad (3.31)$$

Reemplazando (3.31) en (3.30) se obtiene:

$$EC''(s) = 1 + \left(\frac{2\tau s}{2 + \tau s}\right) \left(1 + \frac{K_p}{t_i s}\right) \left(\frac{0.2257s + 0.09463}{s^2 + 0.1209s + 0.02824}\right) \quad (3.32)$$

Desarrollando (3.32) se obtiene:

$$EC = \frac{t_i \tau s^3 + (2t_i + 0.5723t_i \tau)s^2}{(2 + \tau s)(t_i)(s^2 + 0.1209s + 0.02824)} + \frac{(0.2418t_i + 0.2175t_i \tau + 0.4514\tau K_p)s^1 + (0.05648t_i + 0.18926\tau K_p)}{(2 + \tau s)(t_i)(s^2 + 0.1209s + 0.02824)} \quad (3.33)$$

Aplicando los principios de Routh-Hurwitz en la expresión (3.33) se obtiene:

$$\begin{array}{c|cc} s^3 & t_i \tau & 0.2418t_i + 0.2175t_i \tau + 0.4514\tau K_p \\ s^2 & 2t_i + 0.5723t_i \tau & 0.05648t_i + 0.18926\tau K_p \\ s^1 & \alpha_3 & \alpha_4 \\ s^0 & \beta_3 & \beta_4 \end{array} \quad (3.34)$$

Los coeficientes α_i y β_i se determinan como:

$$\alpha_3 = \frac{(2t_i + 0.5723t_i \tau)(0.2418t_i + 0.2175t_i \tau + 0.4514\tau K_p)}{2t_i + 0.5723t_i \tau} \quad (3.35)$$

$$\alpha_4 = \frac{-(t_i \tau)(0.05648t_i + 0.18926\tau K_p)}{2t_i + 0.5723t_i \tau} \quad (3.36)$$

$$\alpha_4 = 0 \quad (3.37)$$

$$\beta_3 = 0.05648t_i + 0.18926\tau K_p \quad (3.37)$$

$$\beta_4 = 0 \quad (3.38)$$

Los rangos que se obtienen del análisis respecto a las variables t_i y K_p , no proporcionan información suficiente para determinar estos parámetros, y solo proporcionan diversos rangos de datos a considerar, como se indican en las expresiones (3.15) – (3.18) y (3.24) – (3.27) respectivamente.

En tal sentido Astrom [1] propuso una solución para sistemas de segundo orden, en donde el polinomio característico para un controlador PI se determina mediante la expresión:

$$s^3 + (\alpha_1 + kb_1)s^2 + (\alpha_2 + kb_2 + k_i b_1)s + b_2 k_i \quad (3.39)$$

Si se compara la ecuación (3.39) con la ecuación característica para este tipo de sistemas:

$$s^3 + (\alpha + 2\xi)w_0 s^2 + (1 + 2\alpha\xi)w_0^2 s + \alpha w_0^3 \quad (3.40)$$

Se obtiene un sistema de ecuaciones, el cual según Astrom, al ser w_0 el parámetro libre y si $b_1 = 0$ y $b_2 \neq 0$, el sistema de ecuaciones obtenido es:

$$\begin{aligned} w_0 &= \frac{\alpha_1}{\alpha + 2\xi} \\ k &= \frac{(1 + 2\alpha\xi)w_0^2 - \alpha_2}{b_2} \\ k_i &= \frac{\alpha w_0^3}{b_2} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Según lo expuesto y realizando la comparación con la ecuación característica del sistema desarrollado con retardo (ecuación (3.33)), se obtiene el sistema de ecuaciones siguiente:

$$\begin{aligned} t_i \tau &= 1 \\ 2t_i + 0.5723t_i \tau &= (\alpha + 2\xi)w_0 \\ 0.2418t_i + 0.2175t_i \tau + 0.4514\tau K_p &= (1 + 2\alpha\xi)w_0^2 \\ 0.05648t_i + 0.18926\tau K_p &= \alpha w_0^3 \end{aligned} \quad (3.42)$$

Según Astrom, los parámetros indicados en la ecuación (3.40) hacen referencia al amortiguamiento relativo (ξ) y a la frecuencia natural no amortiguada (ω_0), siendo el valor de α determinado en función de estas dos primeras variables.

De la expresión (3.42) se obtienen las siguientes expresiones:

$$\tau = \frac{1}{t_i} \quad (3.43)$$

$$t_i = \frac{(\alpha + 2\xi)\omega_0 - 0.5723}{2}$$

De la expresión (3.43) se despeja el retardo de tiempo en función de ξ , ω_0 y α . Como resultado se obtiene:

$$\tau = \frac{2}{(\alpha + 2\xi)\omega_0 - 0.5723} \quad (3.44)$$

De la expresión (3.44) se obtiene los valores de ξ , ω_0 y α :

$$(\alpha + 2\xi)\omega_0 - 0.5723 > 0 \quad (3.45)$$

$$(\alpha + 2\xi)\omega_0 > 0.5723$$

La constante proporcional K_p del controlador se obtiene de la expresión:

$$K_p = \frac{(\alpha + 2\xi)\omega_0^2 - 0.2175 - 0.2418\left(\frac{(\alpha + 2\xi)\omega_0 - 0.5723}{2}\right)}{0.4514\left(\frac{2}{(\alpha + 2\xi)\omega_0 - 0.5723}\right)} \quad (3.46)$$

El valor de α se obtiene mediante la expresión:

$$\alpha = \frac{0.209636\omega_0^2 - 0.04456\omega_0\xi - 0.03284467}{\omega_0^3 - 0.419272\omega_0^2\xi - 0.07908\omega_0} \quad (3.47)$$

Astrom recomienda que el valor máximo del amortiguamiento relativo (ξ) sea de 1 y que su valor mínimo sea cero. El cálculo de los parámetros del controlador PI (t_i y K_p) así como del retardo de tiempo del sistema se determinan mediante las ecuaciones

(3.43), (3.44) y (3.46) y respectivamente. Las gráficas de cada una de estas variables se muestran en figuras 3.7, 3.8 y 3.9.

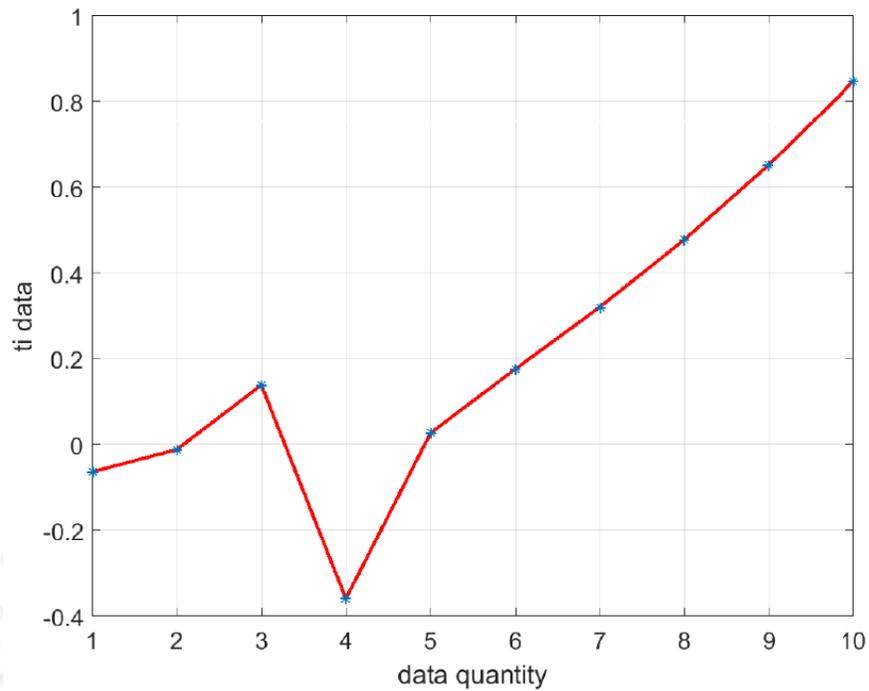


Figura 3.7. Comportamiento de t_i .

Como se observa de la figura 3.7, el valor de t_i para el controlador diseñado mediante el predictor de Smith es menor que la unidad.

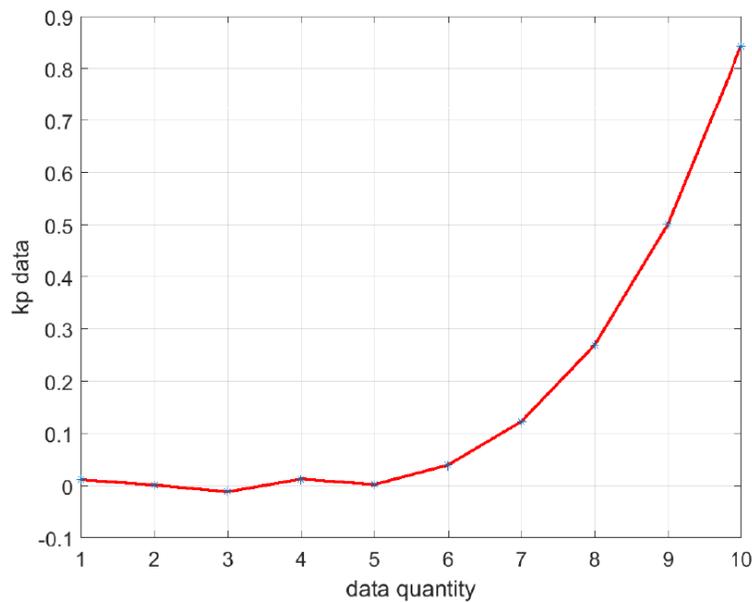


Figura 3.8. Comportamiento de K_p .

Como se muestra en la figura 3.8 el valor de la constante proporcional K_p para el controlador diseñado mediante el predictor de Smith es menor que la unidad.

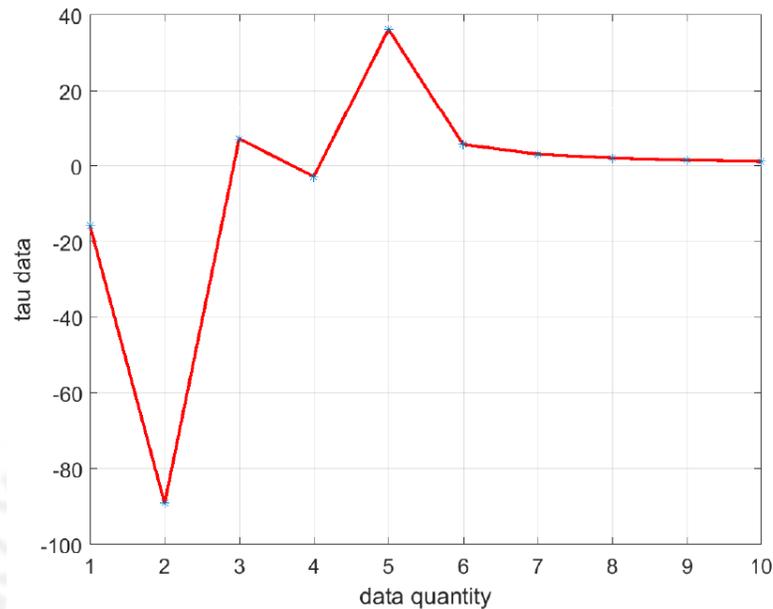


Figura 3.9. Comportamiento de τ .

Finalmente como se muestra en la figura 3.9, el valor del retardo τ para el sistema tiene un comportamiento inusual para los valores iniciales, sin embargo el comportamiento de este valor se vuelve casi constante lo cual indica una coherencia en su comportamiento ya que de tener el motor de combustión interna un retardo igual a 20 segundos, este se apagaría ya que no habría una inyección adecuada de combustible en el motor.

Haciendo uso de la aproximación de Tustin:

$$s = \frac{2}{T} \left[\frac{z-1}{z+1} \right] \quad (3.48)$$

y considerando un periodo de muestreo (T) de 1 s, la expresión del controlador en tiempo discreto es:

$$G_c(z) = c(z) = 1 + \frac{K_p(z+1)}{2t_i(z-1)} \quad (3.49)$$

idéntico al del periodo de muestreo (para los ensayos realizados). Sin embargo, como se señaló en el epígrafe 3.3, el valor de retardo de tiempo puede tomar un conjunto de valores posibles (ver figura 3.9). Las respuestas temporales del sistema del sistema de control considerando diferentes retardos de tiempo se muestran en las figuras 3.11, 3.12 y 3.13.

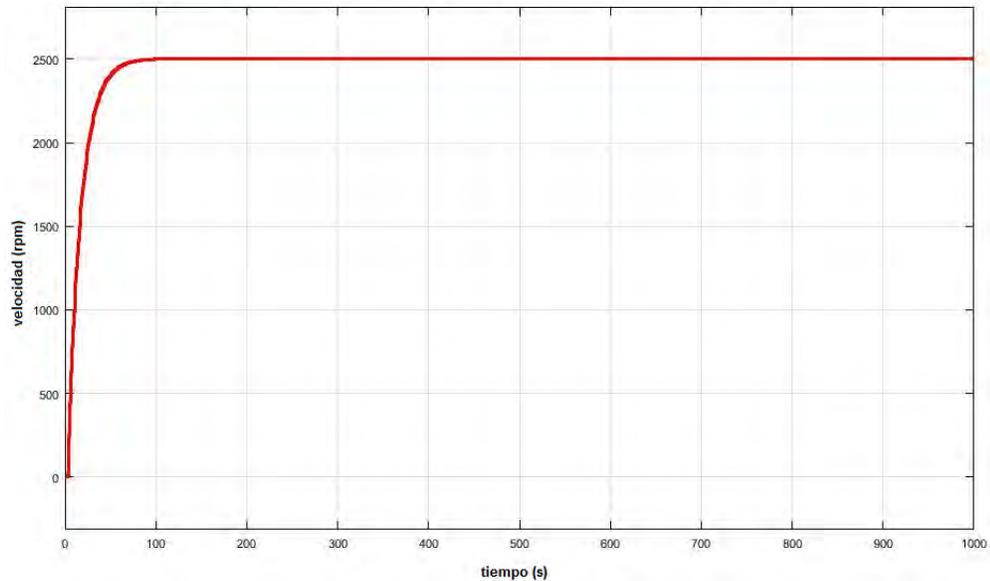


Figura 3.11. Respuesta del sistema de control sin perturbación y con retardo de tiempo de 1.18 s

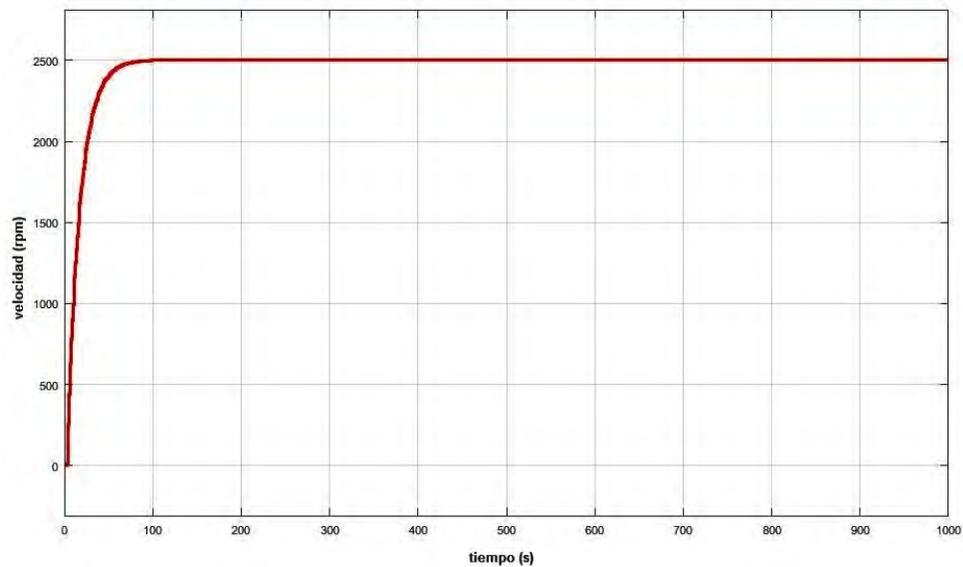


Figura 3.12. Respuesta del sistema de control sin perturbación y con retardo de tiempo de 1.5 s.

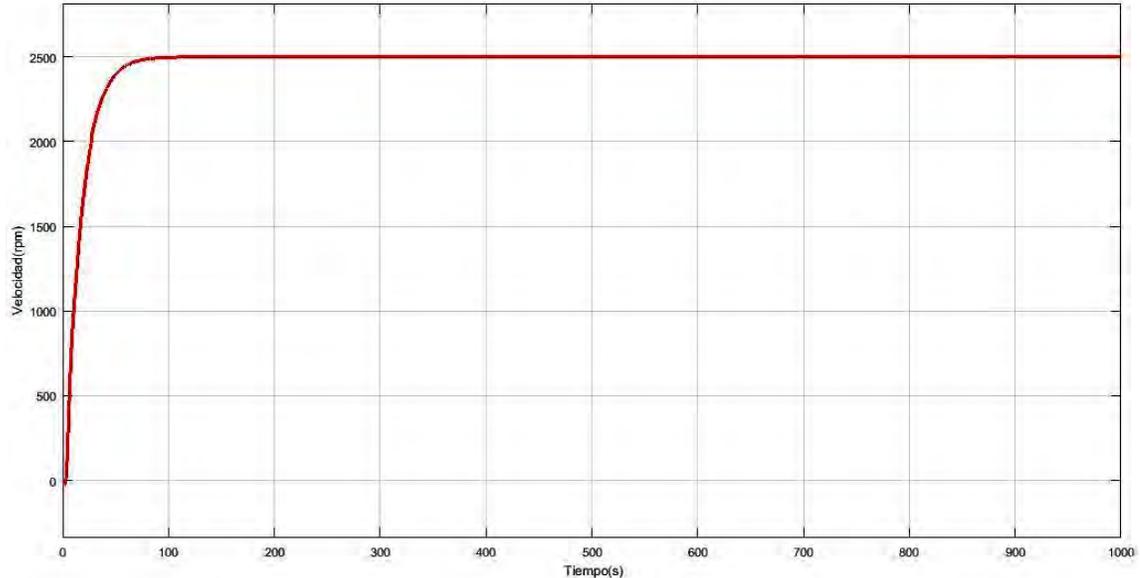


Figura 3.13. Respuesta del sistema de control sin perturbación y con retardo de tiempo de 2.1 s.

En las figura 3.11 - 3.13 se muestra el comportamiento del MCI sin considerar perturbaciones, es decir, representan el comportamiento del motor de combustión interna objeto de estudio una vez encendido y que alcanza una velocidad de 2500 rpm, sin que este tenga carga alguna, es decir el motor está operando en vacío respecto al par motor que podría generar según la velocidad de operación.

Si se considera que el motor tiene una velocidad inicial de ralentí (aproximadamente de 800 rpm) y se aplica un nuevo setpoint de 2500 rpm, esta nueva velocidad (2500 rpm) que debe de alcanzar el motor de combustión objeto de estudio se obtendrá después de haber operado durante 450 segundos en su condición nominal (ralentí). Las respuestas del sistema para los mismos retardos de tiempos se muestran en las figuras 3.14 - 3.16.

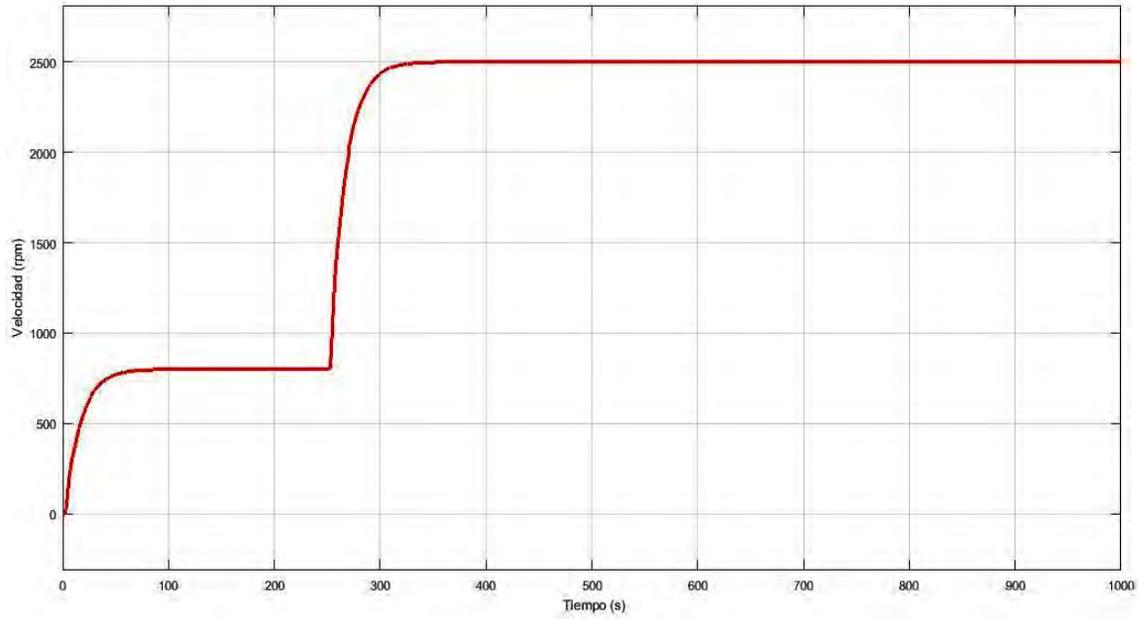


Figura 3.14. Respuesta del sistema de control sin perturbación y con retardo de tiempo de 1.18 s (para dos velocidades).

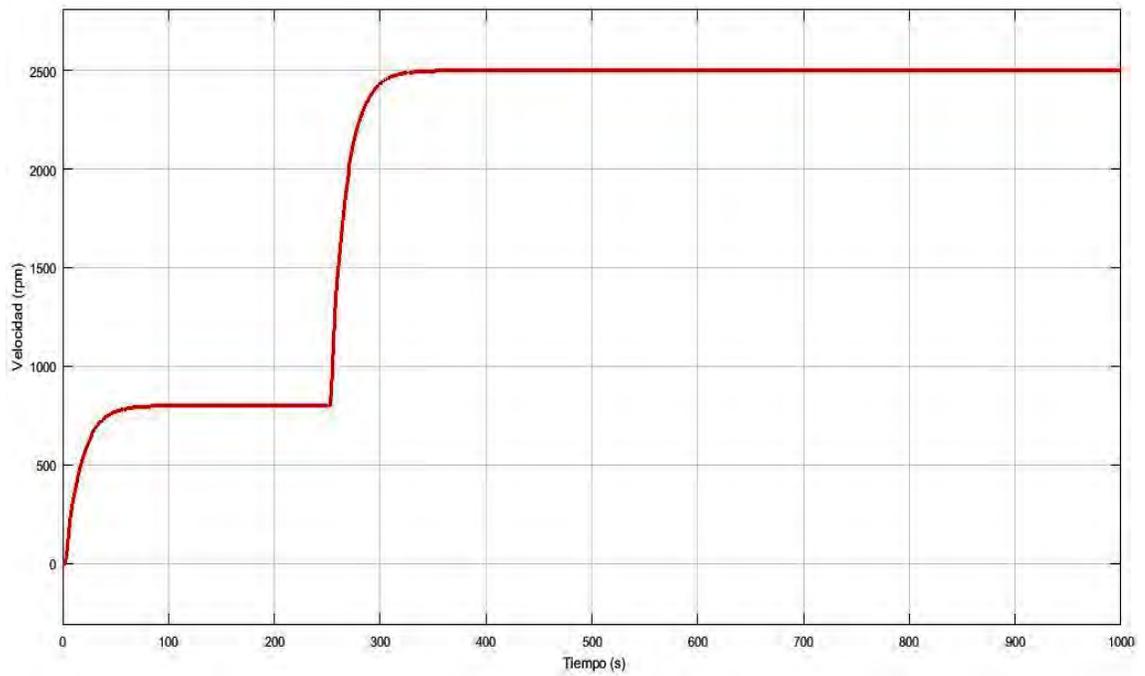


Figura 3.15. Respuesta del sistema de control sin perturbación y con retardo de tiempo de 1.5 s (para dos velocidades).

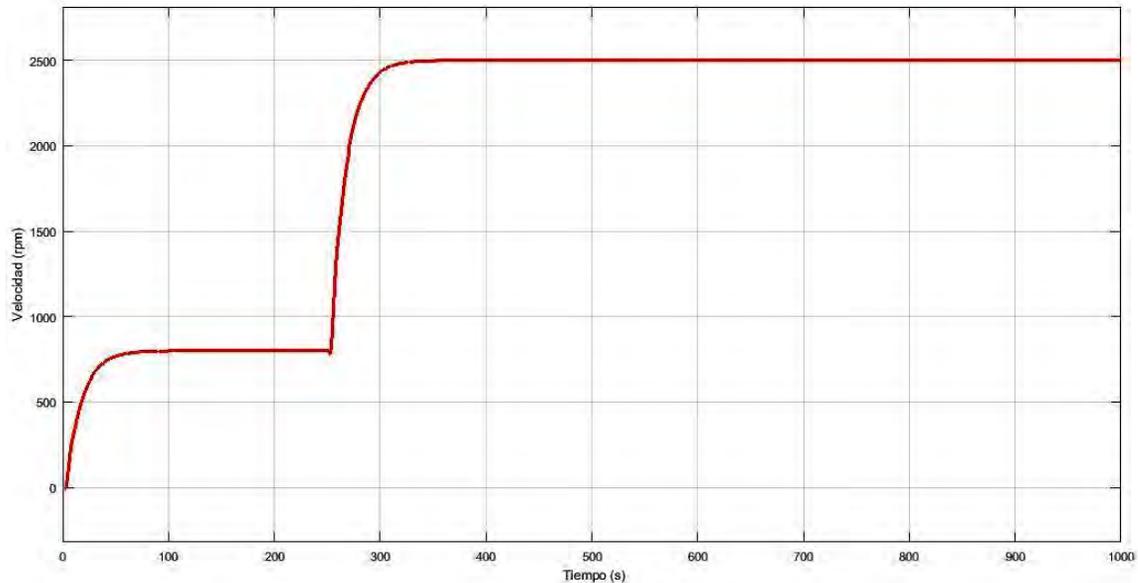


Figura 3.16. Respuesta del sistema de control sin perturbación y con retardo de tiempo de 2.1 s (para dos velocidades).

De las figuras 3.14 - 3.16 se observa que el tiempo de establecimiento para alcanzar la velocidad de 2500 rpm es de aproximadamente 90 segundos.

En estas simulaciones, como no se cuenta con una carga previa (motor en vacío) y como el tipo de inyección de combustible usado en el motor objeto de estudio es el carburado, este tiempo es usado para ubicar la posición de la válvula mariposa y por ende determinar la mezcla de aire combustible ideal para poder mantener constante la velocidad.

En tal sentido se puede afirmar que si bien es cierto que en algunas plantas el retardo de tiempo debe ser mayor que 4 veces el periodo de muestreo para garantizar que este sea dominante [108] y de esta forma tener la opción de utilizar un controlador basado en el predictor de Smith, en este tipo de equipos este tiempo no debe de ser mayor, ya que un retardo en la operación de este implica que el motor se apague debido a la inercia de operación (parte mecánica – cigüeñal, válvulas, etc.), la cual si no se logra vencer el motor se apaga (se denomina velocidad de ralentí).

Las perturbaciones en un motor de combustión interna son diversas: mal

funcionamiento del ventilador, incremento de la temperatura de operación, falla en el carburador, carga del motor (torque), etc. Para el estudio del motor objeto de estudio se consideró como perturbación a la carga del motor (par motor-torque), es decir se le ingresará un valor de torque para ver su comportamiento en el momento de aplicar este.

En este sentido para cada velocidad, el rango de operación del torque está en función de la misma. Siendo el menor valor de la velocidad 0 Nm (si no se considera la carga implícita en el motor para que logre su operación para cada una de estas velocidades) y el máximo valor dependerá de la velocidad de giro.

Para el caso de 2500 rpm, el máximo torque encontrado experimentalmente fue de 75 Nm, por lo que las perturbaciones estarán en ese rango. En la figura 3.17 se muestra el comportamiento del MCI considerando una perturbación de 25 Nm y un retardo de tiempo de 1.18 s.

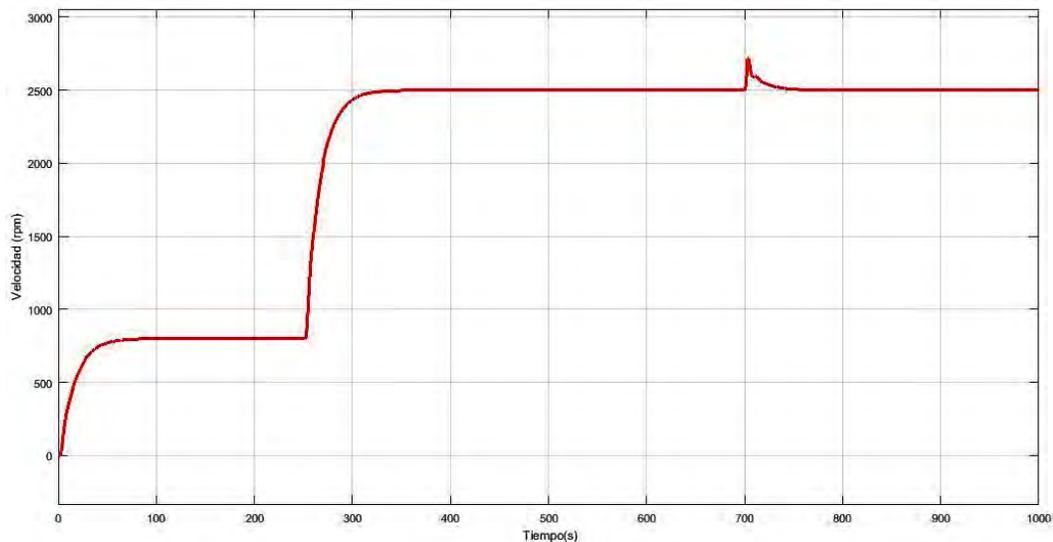


Figura 3.17. Respuesta del sistema de control con perturbación de 25 Nm con retardo de tiempo 1.18 s.

De la figura 3.14 se observa que en momento de darle la carga al motor de 25 Nm la velocidad de giro presenta un incremento en su valor, ya que esta carga (torque) trata

de que el motor reduzca su velocidad de giro y con esta acción se garantiza que el motor siga operando con su velocidad normal, pero con una carga de 25 Nm. Cabe mencionar que para esta nueva condición de operación los parámetros de funcionamiento son: consumo del combustible, temperatura de los gases, temperatura del refrigerante.

En la figura 3.18 se muestra el comportamiento del motor en el momento de darle una carga de 50 Nm. Al igual que para la carga de 25 Nm la velocidad de giro presenta un aumento en su valor para así compensar el efecto de ésta perturbación.

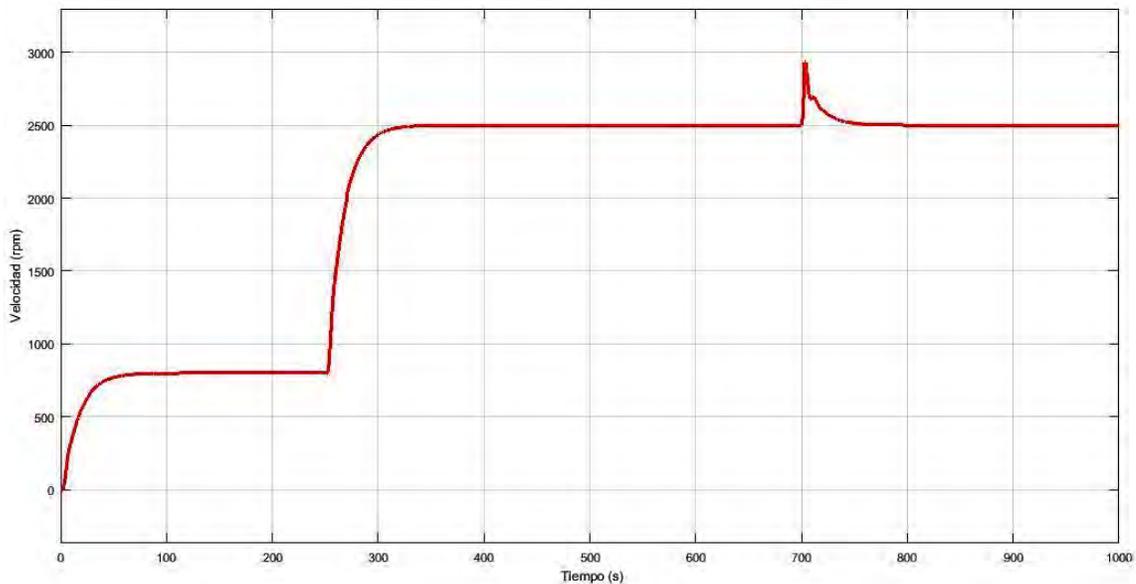


Figura 3.18. Respuesta del sistema de control con perturbación de 50 Nm y retardo de tiempo de 1.18 s.

Si bien es cierto que en ambos casos la velocidad de giro aumenta, siendo para el primer caso un aumento del 8.6% de su velocidad deseada y para el segundo un incremento del 17.2%, este incremento representa la nueva posición de la válvula mariposa y por ende el nuevo consumo de combustible.

En las figuras 3.19 y 3.20 se muestran las respuestas del sistema de control considerando un retardo de tiempo de 2.1 segundos, se observa que de igual manera se incrementa la velocidad para contrarrestar el efecto de la carga, siendo para el

primer caso un incremento del 8.8% de su velocidad deseada y para el segundo el incremento de 17.6%.

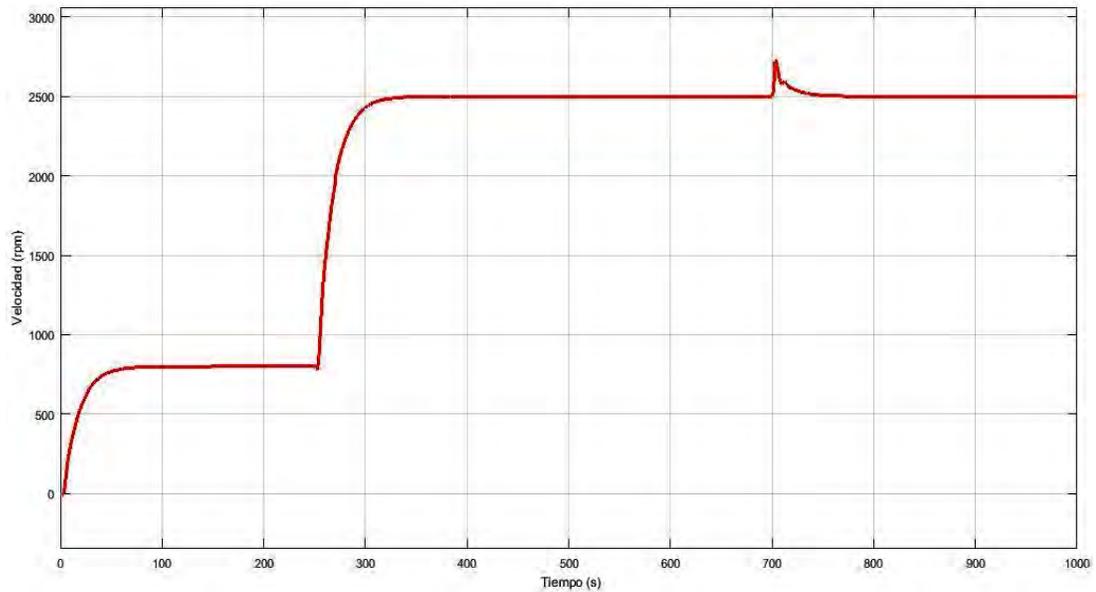


Figura 3.19. Respuesta del sistema de control con perturbación de 25 Nm y retardo de tiempo de 2.1 s.

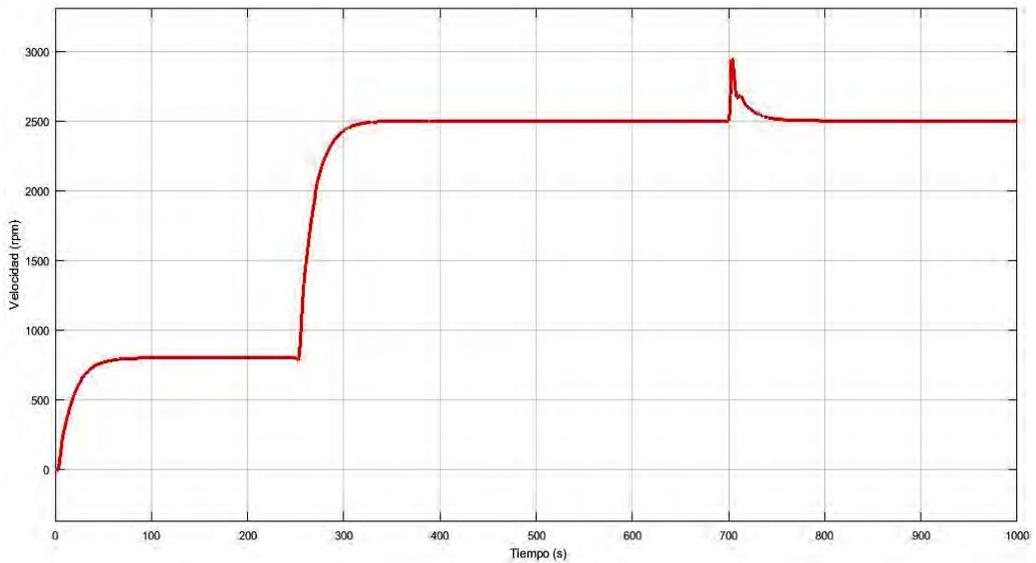


Figura 3.20. Respuesta del sistema de control con perturbación de 50 Nm y retardo de tiempo de 2.1 s.

3.5 Conclusiones

- Se fundamentó la estrategia de control a utilizar en el control de la velocidad de giro del cigüeñal del MCI objeto de estudio.
- Se diseñó un controlador basado en un PS discreto del MCI objeto de estudio. Se realizó el ajuste del controlador PI utilizado dentro de la estructura de control propuesta.
- Los resultados de simulación del sistema de control del MCI considerando diferentes retardos de tiempo y diferentes perturbaciones mostraron un buen desempeño del controlador diseñado.



CAPÍTULO IV. ANALISIS DE ROBUSTEZ DEL CONTROLADOR DISEÑADO Y PROPUESTA DE IMPLEMENTACIÓN PRÁCTICA

4.1 Introducción:

En el presente capítulo se desarrollará la propuesta de implementación del sistema de control del motor de combustión interna – MCI objeto de estudio, la cual consistirá en proponer los sensores, actuadores, transductores de señales, equipos de registro y procesamiento de datos, equipos de interface máquina – persona y equipos de visualización de variables.

4.2 Análisis de robustez del controlador diseñado

Para analizar las mejoras a obtener de la aplicación del controlador basado en un predictor de Smith discreto diseñado, es necesario analizar la robustez del sistema de control. En la presente tesis se hará uso de dos índices de desempeño, los cuales miden la robustez del sistema de control diseñado:

- Integral del error cuadrático (ISE):

Este índice se basa en penalizar a los grandes errores y se determina mediante la expresión:

$$ISE = \int_0^{\infty} e(t)^2 dt \quad (4.1)$$

- Integral del error absoluto (IAE):

Este índice respecto al ISE es más sensible, por lo que se recomienda su uso para evaluar los sistemas que han sido simulados en una PC:

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (4.2)$$

Las pruebas realizadas para realizar este tipo de análisis consistieron en simular el sistema de control del MCI utilizando dos controladores un PID clásico y PS diseñado en el presente trabajo.

Las pruebas consistieron en variar el retardo de tiempo de la planta (se consideraron los valores de 1.18 s y 2.1 s) y variar la perturbación de la planta (torque) (se consideraron tres valores 0 Nm, 25 Nm y 50 Nm).

En la figura 4.1 se muestran los resultados comparativos del error del sistema de control del MCI con controladores PS discreto vs PID considerando un retardo de tiempo de 1.18 s y con una perturbación (torque) de cero Nm. Cabe mencionar que este ensayo se realizó para dos velocidades (800 rpm como velocidad inicial y 2500 rpm como velocidad final).

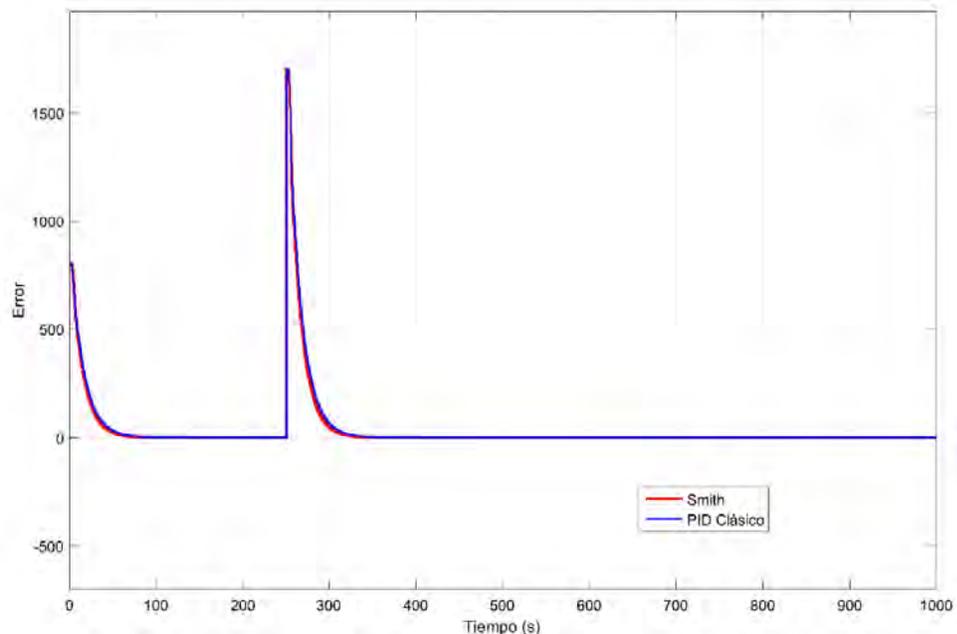


Figura 4.1. Resultados comparativos del error del sistema de control con controladores PS vs PID clásico, con un torque de 0 Nm y retardo de tiempo de 1.18 s.

En la figura 4.2, se muestran los resultados comparativos del error del sistema de control del MCI con controladores PS discreto vs PID considerando un retardo de

tiempo de 1.18 s y con una perturbación (torque) de 25 Nm la cual se aplicó después de 700 segundos de iniciado su marcha el motor objeto de estudio.

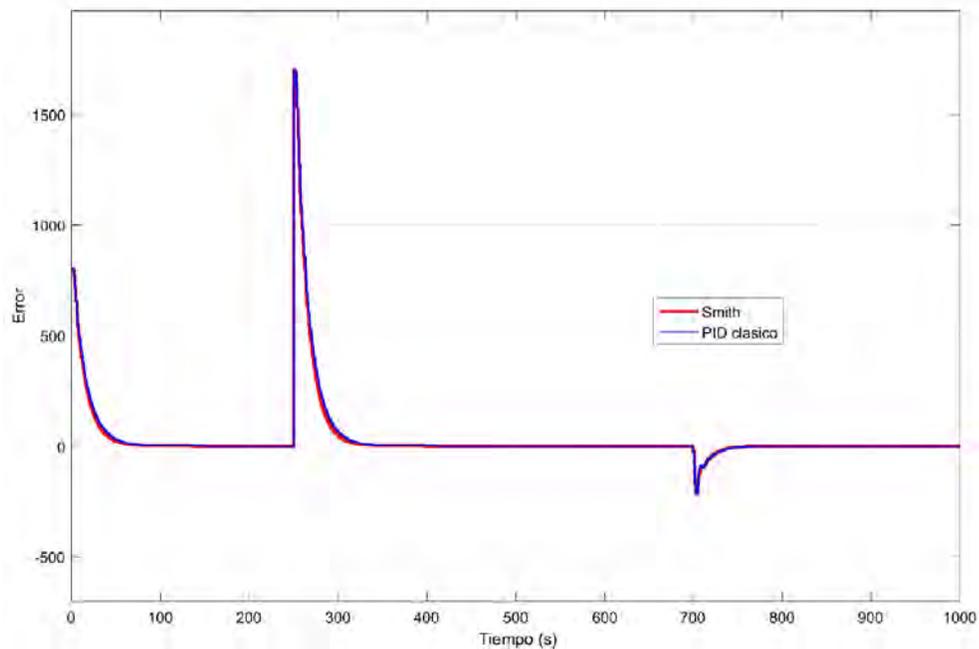


Figura 4.2. Resultados comparativos del error del sistema de control con controladores PS vs PID clasico, con un torque de 25 Nm y retardo de tiempo de 1.18 s. Como tercera prueba se aplicó una tercera carga de 50 Nm que representa aproximadamente el 68% de la capacidad nominal del MCI. Este resultado se muestra en la figura 4.3.

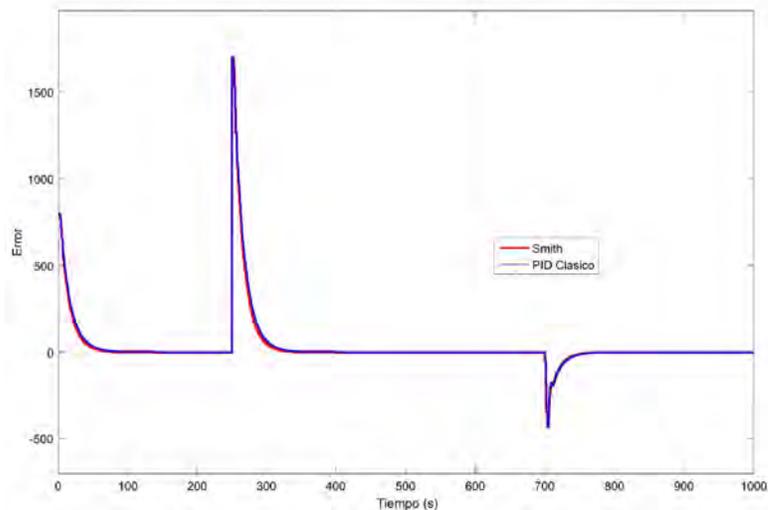


Figura 4.3. Resultados comparativos del error del sistema de control con controladores PS vs PID clasico, con un torque de 50 Nm y retardo de tiempo de 1.18 s.

Posteriormente se modificó el retardo de tiempo a 2.1 segundos (este tiempo no afecta la operación del motor) y se repitieron las simulaciones. Los resultados se muestran en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6 respectivamente.

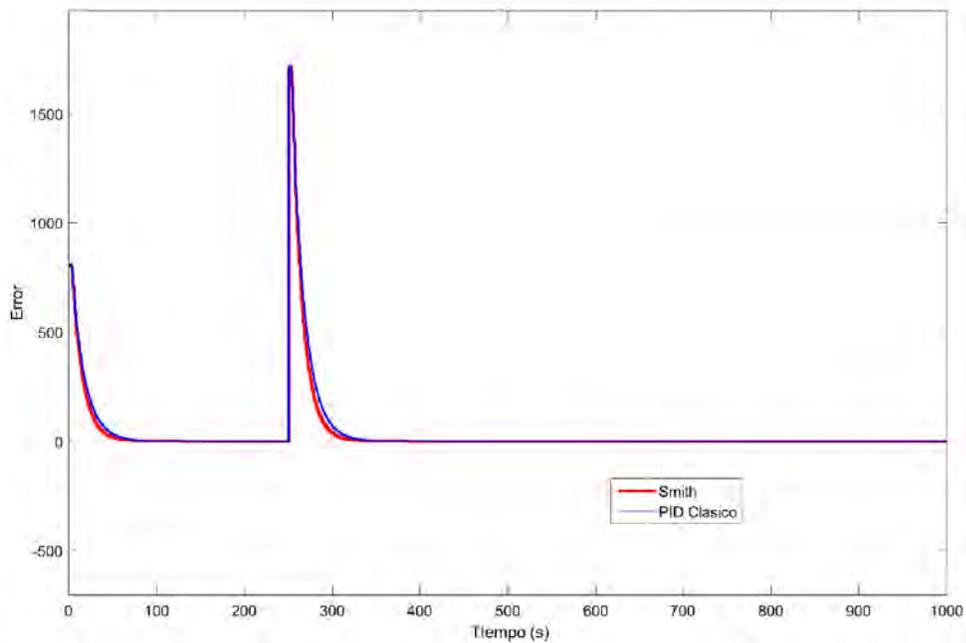


Figura 4.4. Resultados comparativos del error del sistema de control con controladores PS vs PID clasico, con un torque de 0 Nm y retardo de tiempo de 2.1 s.

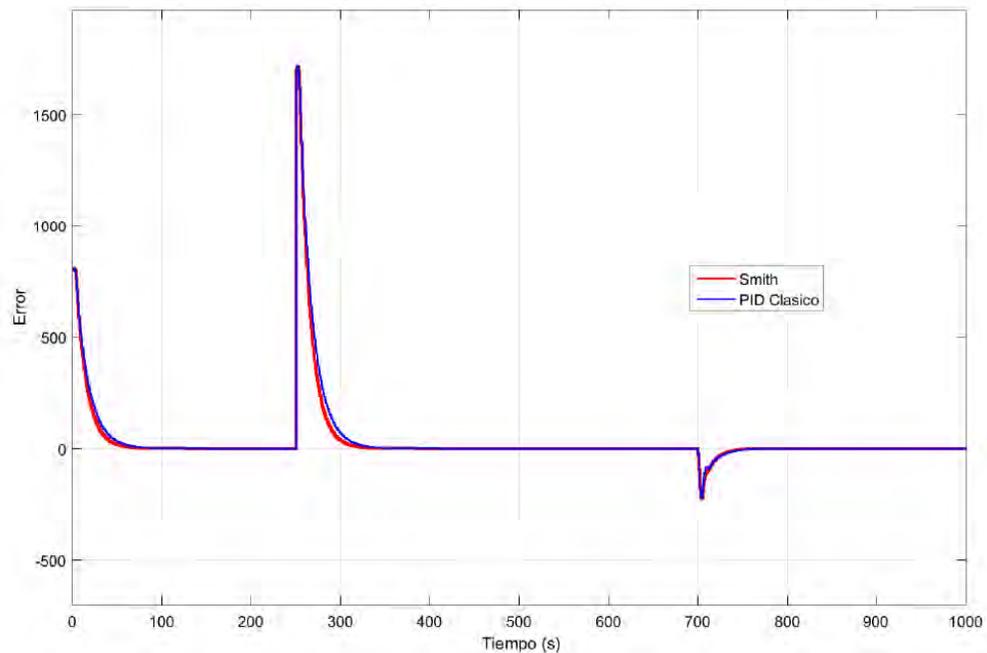


Figura 4.5. Resultados comparativos del error del sistema de control con controladores PS vs PID clasico, con un torque de 25 Nm y retardo de tiempo de 2.1 s.

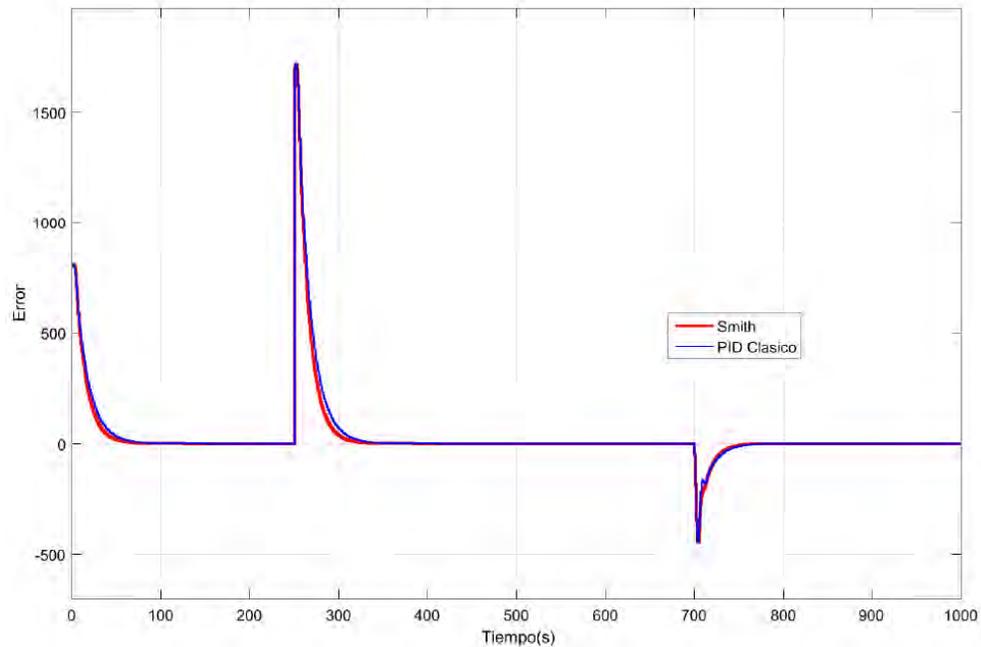


Figura 4.6. Resultados comparativos del error del sistema de control con controladores PS vs PID clásico, con un torque de 50 Nm y retardo de tiempo de 2.1 s.

Los resultados del análisis de robustez para todos estos escenarios las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 respectivamente.

Tabla 4.1. Comparación de robustez del sistema de control para una carga de 50 Nm.

Controlador	Carga 50 Nm			
	$\tau = 1.18 \text{ s}$		$\tau = 2.1 \text{ s}$	
	Error			
	IAE	ISE	IAE	ISE
PID Clásico	0.0077	7.71E-07	0.008	8.48E-07
Smith Predictor	0.0071	6.69E-07	0.0071	6.63E-07

Tabla 4.2. Comparación de robustez del sistema de control para una carga de 25 Nm.

Controlador	Carga 25 Nm			
	$\tau = 1.18 \text{ s}$		$\tau = 2.1 \text{ s}$	
	Error			
	IAE	ISE	IAE	ISE
PID Clásico	0.0072	6.84E-07	0.0076	7.55E-07
Smith Predictor	0.0067	5.93E-07	0.0067	5.87E-07

Tabla 4.3. Comparación de robustez del sistema de control para una carga de 0 Nm.

Controlador	Carga 0 Nm			
	$\tau = 1.18 \text{ s}$		$\tau = 2.1 \text{ s}$	
	Error			
	IAE	ISE	IAE	ISE
PID Clásico	0.0066	5.67E-07	0.0069	6.32E-07
Smith Predictor	0.0061	4.86E-07	0.0061	4.81E-07

4.3 Propuesta de implementación práctica del sistema de control diseñado

En un MCI para lograr la identificación y el control es necesario identificar las variables y rango de operación de las mismas



Figura 4.5. Banco de ensayos en donde se implementará el sistema de control.

Como se indica en la figura 4.5, este banco de ensayo es en donde se implementará el controlador, en tal sentido se procedió a identificar las variables a usar (ver figura 4.6).

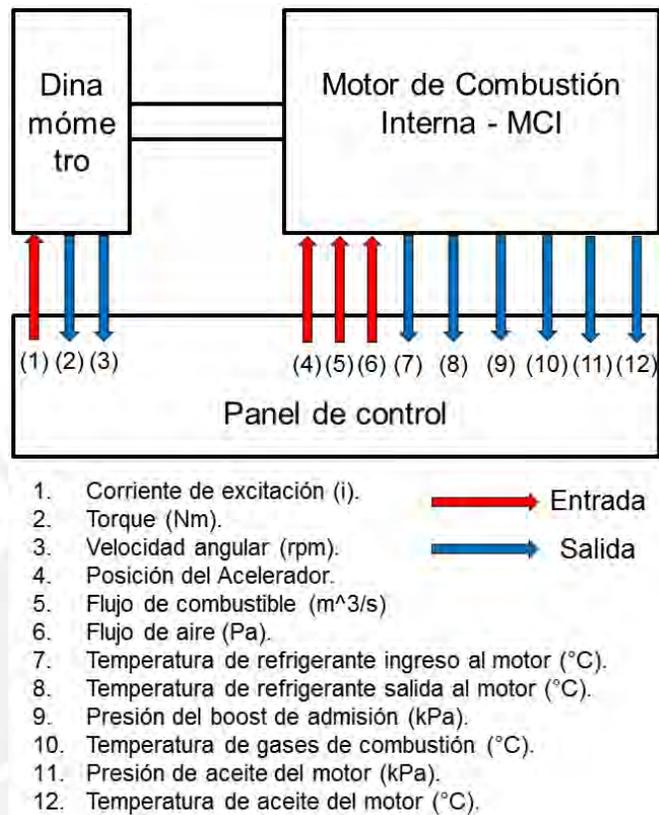


Figura 4.6. Identificación de las variables del MCI objeto de estudio.

En la figura 4.6 se muestran las principales variables físicas medibles mediante sensores. Los rangos en cada una de las variables se indican en la tabla 4.4, los cuales se obtuvieron mediante pruebas experimentales realizadas en el Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica durante el mes de octubre del año 2015.

Tabla 4.4. Rango de operación de las variables del MCI objeto de estudio.

Variable	Unidad	Rango de operación
Torque	Nm	0 - 75
Velocidad angular	Rpm	800 - 6000
Flujo de combustible	l/min	0.0063 – 0.200
Flujo de aire	Pa	0 - 350
Temperatura de ingreso de agua al motor	°C	70 - 75
Temperatura de salida de agua al motor	°C	85 - 90
Presión del boost de admisión	kPa	-80 a -9
Temperatura de gases de combustión	°C	150 - 700
Presión de aceite del motor	psig	0 – 50
Temperatura de aceite del motor	°C	80 - 85

Es necesario implementar la mayor cantidad de sensores, registradores y unidades de control para que se pueda adquirir la mayor cantidad de variables termodinámicas que describen el comportamiento de este equipo. Sin embargo, no todas estas variables serán usadas en la propuesta de implementación del sistema de control diseñado.

En el diagrama funcional del MCI que se exhibe en la figura 4.7 se muestran los puntos en los que se deben implementar los equipos y/o accesorios necesarios que permitan el correcto trabajo del sistema de control diseñado.

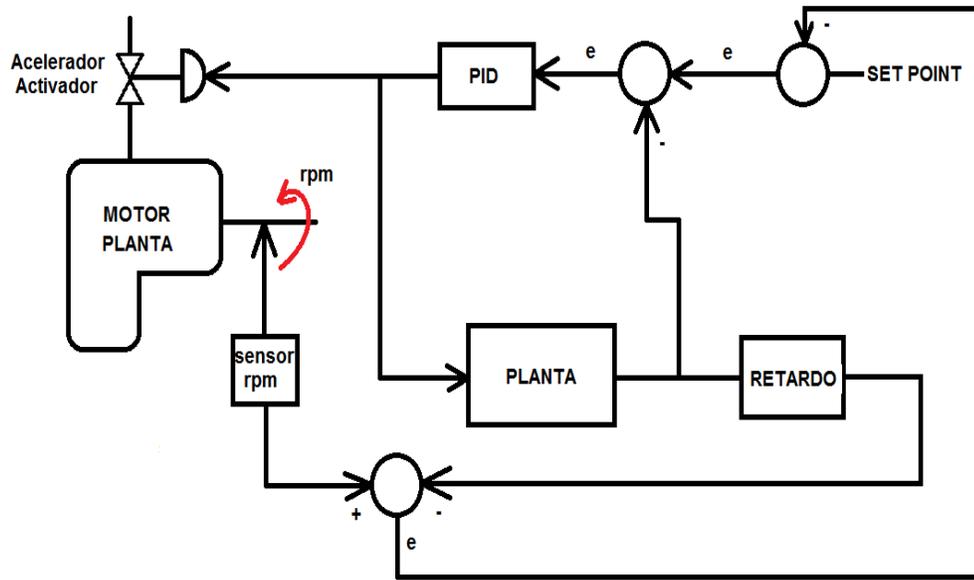


Figura 4.7. Diagrama funcional del sistema de control del motor de combustión interna Nissan GA15.

De la figura 4.7 se obtiene que los accesorios que forman parte de la propuesta de implementación del sistema de control de velocidad del motor de combustión interna objeto de estudio son:

- **Unidad de control (ECU):**

Unidad de registro y procesamiento de señales; esta unidad debe tener la capacidad de procesar la información proveniente del sensor y enviar la señal de control al actuador en tiempo real. De igual forma debe de ser capaz de permitir la interface para la salida de información (visual o digital) para los usuarios.

- **Actuador:**

El actuador debe de controlar la posición de la válvula mariposa (control rotacional), cuya rango angular de peración es de 0° a 70°.

- **Sensores de monitoreo:**

Se registrará la velocidad de giro del cigüeñal del motor, siendo algunos de los posibles puntos de acceso para registrar esta variable la volante y la polea

frontal.

4.3.1 Propuesta de unidad de control

La unidad de control (ECU) que actualmente se utiliza en los motores de combustión interna es un sistema de procesamiento de datos embebidos, que tiene su programación y ley de control, la cual en base a la adquisición de las señales de los diversos sensores logra controlar el funcionamiento del motor de combustión interna.

En la figura 4.8 se muestra dos tipos de unidades de control.

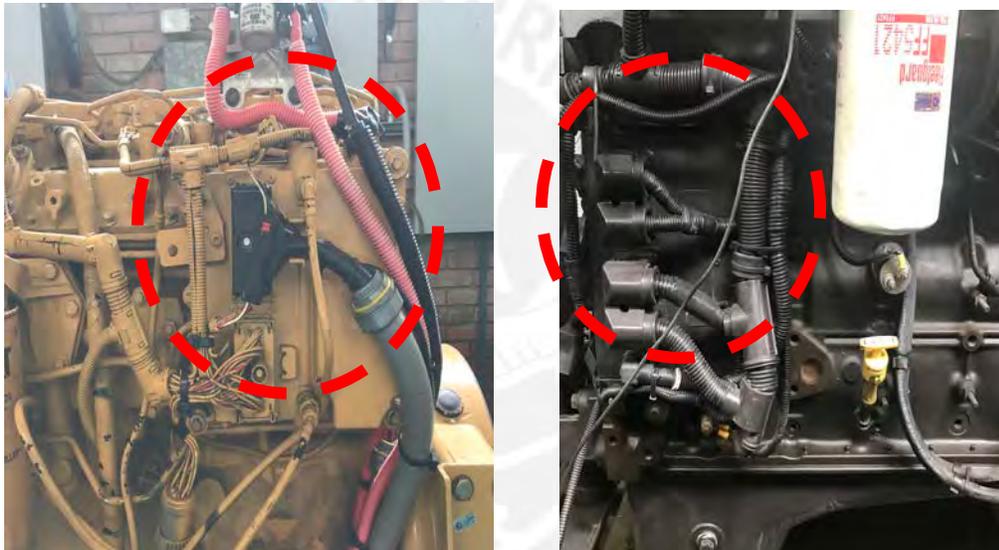


Figura 4.8. Unidades de control usadas en el motor CAT C6.6 (izquierdo) y Cummins QSB6.7 (derecho).

Entre las unidades de control de MCI que se ofrecen en el mercado, se encuentra la de National Instrument, la cual posibilita controlar el sistema de suministro de combustible a través de inyectores y válvulas mariposas (ver figura 4.9).



Figura 4.9. Sistema de control propuesto por National Instruments (NI, 2016a).

Otros fabricantes, como por ejemplo BOSCH, proponen una unidad de control electrónica, como se muestra en la figura 4.10.

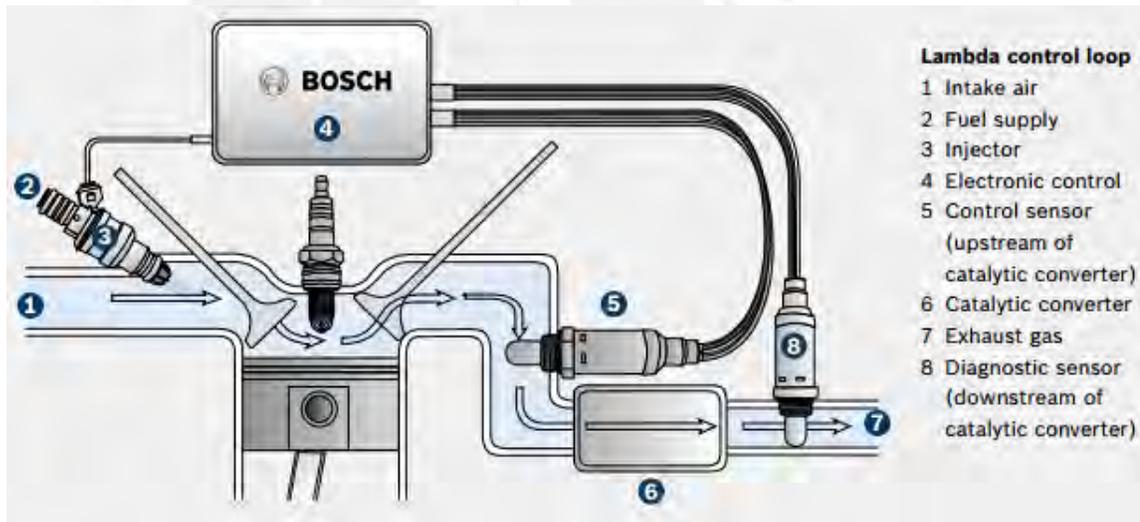


Figura 4.10. Sistema de control propuesto por Bosch.

Este tipo de unidades de control deben de tener un hardware suficientemente robusto que pueda procesar la información en tiempo real de las variables y analizar y enviar las señales de control hacia los actuadores del motor.

La diferencia entre los sistemas de control propuestos por las diversas marcas

comerciales es que en el interior del controlador electrónico, estos ya vienen con una programación básica que en muchos casos el servicio de calibración de esta viene implícito en la compra. En tal sentido no es posible poder tener acceso a esta programación y por ser el objetivo del presente trabajo implementar una propuesta de estrategia de control es necesario contar con un equipo que permita tener acceso a la totalidad de su programación.

Por lo expuesto anteriormente la unidad de control que se propone en esta tesis es la compact Rio ECS-1402, debido a que esta cuenta con una unidad de control que tiene un controlador integrado, además tiene un procesador de datos multinúcleos en tiempo real, lo cual posibilita que la robustez del equipo sea la ideal para controlar el proceso de combustión interna de los MCI.

4.3.2 Propuesta de actuador

Al ser el sistema de inyección de combustible del motor objeto de estudio del tipo carburado, la posición de la válvula mariposa regula la cantidad de ingreso de aire y por ende el ingreso de la mezcla aire combustible hacia las cámaras de combustión en cada cilindro (ver figura 4.11) .



Figura 4.11. Carburador instalado en el MCI objeto de estudio.

Como se indica en la figura 4.11, para actuar sobre la válvula se requiere un actuador rotativo, es por ello que se propone como actuador al regulador modelo M7061E1012, cuyo fabricante es la empresa Honeywell. Los datos técnicos de este se ofrecen la tabla 4.5.

Tabla 4.5. Datos técnicos del actuador propuesto.

Datos técnicos	Valores
Fuente de poder	24VDC (+/-10%)
Corriente de consumo	100mA
Señal de control	2 – 10V / 0 – 10V
Angulo de rotación	0 – 90°

4.3.3 Propuesta de instrumentación

Al ser este módulo un sistema educativo, es necesario de obtener la mayor cantidad de señales que representen fielmente la dinámica del proceso y de la variable a controlar, es por ello que las principales consideraciones a tener en cuenta para la selección de los sensores se indican a continuación:

- **Montaje del sensor:** consiste en poder medir invasivamente la variable a registrar sin tener que alterar significativamente la estructura de la planta.
- **Variable representativa del sistema de control:** debe ser el objetivo de todo el sistema de control (velocidad de giro).
- **Confiabilidad de datos:** consiste en garantizar que la medición sea la correcta, es decir que el sensor debe de poder tener una trazabilidad en la medición.
- **Principio de operación:** según sea la variable, el sensor debe de ser lo suficientemente según principio de operación detectar el menor cambio de la variable a medir.

De acuerdo a los requerimientos, la propuesta de instrumentación a usar para el sensor de velocidad se indican en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Datos técnicos de los sensores a implementar en el motor objeto de estudio.

Datos técnicos	Valores
Fuente de poder	12VDC (+/-10%)
Principio	Magnetico
Rango	0 – 10000rpm

4.4 Conclusiones

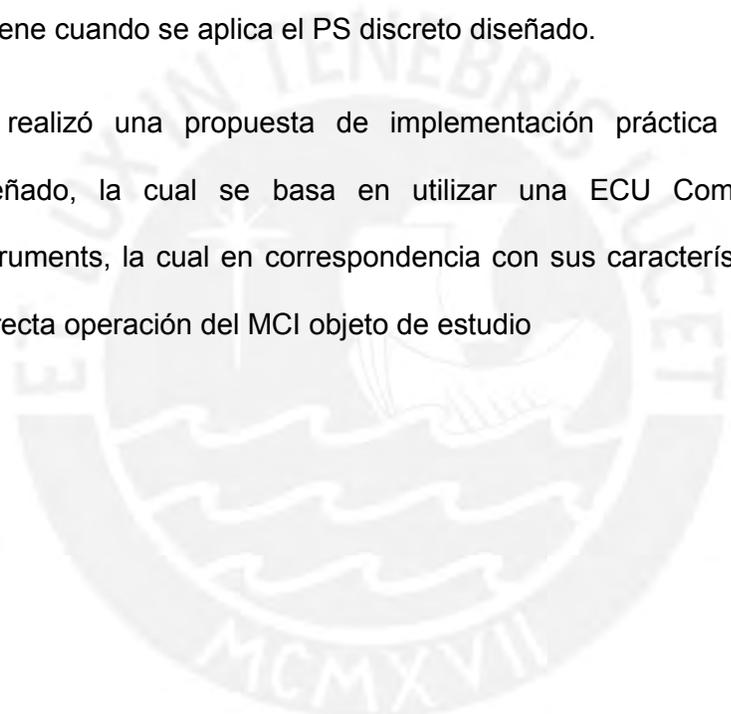
- Se realizó un estudio de robustez del controlador diseñado utilizando diferentes índices de evaluación del desempeño de los sistemas de control. Los resultados comparativos del error del sistema de control diseñado con controladores PS vs PID clásico, considerando diferentes perturbaciones (torques) y diferentes magnitudes del retardo de tiempo mostraron que el menor error y por ende la mayor robustez se obtiene cuando se aplica el PS discreto diseñado.
- Se realizó una propuesta de implementación práctica del sistema de control diseñado.

CONCLUSIONES GENERALES

- Todos los objetivos propuestos en esta tesis fueron cumplidos.
- Se utilizó el banco de ensayos del Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica – Departamento de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, conformado por un dinamómetro y por un MCI carburado de la marca Nissan modelo GA15, como plataforma experimental para el desarrollo de las investigaciones de ésta tesis.
- Se desarrolló un estudio sobre el estado del arte de los sistemas de control de MCI, el cual evidenció que en este campo aún existen diversos problemas tanto teórico como práctico sin resolver, entre ellos el problema de considerar el retardo de tiempo real que existe en el comportamiento dinámico de algunos de los procesos que tienen lugar en los MCI.
- Utilizando las herramientas de identificación de sistemas se obtuvo un modelo matemático que describe el comportamiento dinámico de la velocidad del cigüeñal del MCI objeto de estudio, el cual se distingue por presentar estructura ARMAX, segundo orden y retardo de tiempo. Los resultados de validación del modelo obtenido mostraron una adecuada correspondencia (considerando las condiciones bajo las cuales se obtuvieron los datos experimentales) entre los datos medidos y los estimados por el modelo. Por consiguiente el modelo obtenido puede ser utilizado en el diseño de sistemas efectivos de control.
- Se realizó el diseño de un controlador basado en un PS discreto para el control de la velocidad del cigüeñal del MCI objeto de estudio y se desarrolló el ajuste del controlador PI utilizado dentro de la estructura de control propuesta. Los resultados de simulación del sistema de control del MCI considerando diferentes retardos de

tiempo y diferentes perturbaciones mostraron un buen desempeño del controlador diseñado.

- Se realizó un estudio de robustez del controlador diseñado utilizando diferentes índices de evaluación del desempeño de los sistemas de control. Los resultados comparativos del error del sistema de control diseñado con controladores PS vs PID clásico, considerando diferentes perturbaciones (torques) y diferentes magnitudes del retardo de tiempo mostraron que el menor error y por ende la mayor robustez se obtiene cuando se aplica el PS discreto diseñado.
- Se realizó una propuesta de implementación práctica del sistema de control diseñado, la cual se basa en utilizar una ECU CompactRio de la National Instruments, la cual en correspondencia con sus características puede garantizar la correcta operación del MCI objeto de estudio



RECOMENDACIONES

- Se recomienda implementar el controlador basado en un PS discreto diseñado en esta tesis en el MCI Nissan GA15 del Laboratorio de Energía – Sección de Ingeniería Mecánica – del Departamento de Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, para evaluar de forma real los beneficios que este controlador reporta, y poder recomendarle a la firma Nissan su implementación práctica en toda su gama de automóviles.



REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. Astrom K. Hagglund T. (2009). Control PID avanzado. Madrid, España, Pearson Educación.
2. Åstrom K.J., Hang C.C., Lim B.C. (1994). A new Smith predictor for controlling a process with an integrator and long dead time. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 39(2), 343–345.
3. Arias Paz M. (2004). Manual de Automóviles, 55 Edición. Editorial Dossat, Madrid.
4. Bellman R., Cooke K.L. (1963). Differential-difference equations. New York, Academic Press.
5. Chen H., Gao J., Shi T., Lu R. (2016). H^∞ control for networked control systems with time delay, data packet dropout and disorder. *Neurocomputing*, 179, 211-218.
6. Dasari P.R., Alladi L., Rao A.S., Yoo C.K. (2016). Enhanced design of cascade control systems for unstable processes with time delay. *Journal of Process Control*, 45, 43-54.
7. Ferguson C.; Kirkpatrick A. (2001). Internal combustion engine applied thermosciences. Editorial John Wiley & Sons, Colorado.
8. Freirich D., Fridman E. (2016). Decentralized networked control of systems with local networks: A time-delay approach. *Automatica*, 69, 201-209.
9. Gao F., Wu M., She J., He Y. (2016). Delay-dependent guaranteed-cost control based on combination of Smith predictor and equivalent-input-disturbance approach. *ISA Transactions*, 62, 215-221.
10. Guzzella L. and Onder C. (2010). Introducing to modeling and control of internal combustion engine systems. Second Edition. Springer, Chennai, India.
11. Huang Z. and Huang J. (2011). In-cylinder optimal combustion with ADHDP method for diesel engines emission control. *SciVerse Science Direct*, 1051-1055.
12. Isermann R. and Münchhof M. (2011). Identification of dynamic systems. Springer, London, New York.
13. Iserman R. and Müller N. (2001). Modeling and adaptive control of combustion engines with fast neural networks. Eunate.
14. Kao T.G., Nguen M., Rivas-Perez R. (1989). Adaptive control of a time-delay plant using a searchless model-reference self-tuning system. *Automation and Remote Control*, 49(12, part. 2), 1620-1627.
15. Khiar D., Lauber J., Floquet T., Colin G., Guerra T.M., Chamailard Y. (2007).

- Robust Takagi-Sugeno fuzzy control of a spark ignition engine. *Science Direct*, 1446-1456.
16. Li Z., Chena Z., Jun F.J., Sun C. (2016). Direct adaptive controller for uncertain MIMO dynamic systems with time-varying delay and dead-zone inputs. *Automatica*, 63, 287-291.
 17. Manual de Servicio Serie B11. Nissan.
 18. Mataušek M.R., Micić A.D. (1996). A modified Smith predictor for controlling a process with an integrator and long dead time. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 41(8), 1199–1203.
 19. Majhi S., Atherton D.P. (1999). Modified Smith predictor and controller for processes with time delay. *IEE Proceedings Control Theory and Applications*, 146(5), 359-366.
 20. Majhi S., Atherton D.P. (2000). Obtaining controller parameters for a new Smith predictor using autotuning. *Automatica*, 36(11), 1651-1658.
 21. Normey-Rico J.E., Bordons C., Camacho E.F. (1997). Improving the robustness of dead-time compensating PI controllers. *Control Engineering Practice*, 5(6), 801–810.
 22. Normey-Rico J.E., Sartori R., Veronesi M., Visioli A. (2014). An automatic tuning methodology for a unified dead-time compensator. *Control Engineering Practice*, 27, 11-22.
 23. Novella-Rodríguez D.F., del Muro-Cuéllar B. (2011). Control of second order strictly proper unstable systems with time delay. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 10(3), 551-559.
 24. Ogata K. (2003). *Ingeniería de control moderna, cuarta edición*, Pearson Educación S.A., Madrid.
 25. Ogata K. (2010). *Ingeniería de control moderna, quinta Edición*, Pearson Educación S.A., Madrid.
 26. Ogata, K. (1996). *Sistemas de control en tiempo discreto, segunda edición*, Pearson Educación S.A., México.
 27. Palmor Z.J., Halevi Y. (1983). On the design and properties of multivariable dead time compensators. *Automatica*, 19(3), 255-264.
 28. Palmor Z.J., Blau M. (1994). An auto-tuner for Smith dead-time compensator. *International Journal of Control*, 60(1), 117-135.
 29. Rodríguez C., Normey-Rico J.E., Guzmán J.L., Berenguel M. (2016). On the

- filtered Smith predictor with feedforward compensation. *Journal of Process Control*, 41, 35-46.
30. Rojas Carbajal D. (2016). Diseño de controladores PID avanzado para el control robusto de una unidad de ósmosis inversa de una planta desalinizadora de agua de mar. Tesis de Maestría en Ingeniería de Control y Automatización. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Postgrado.
 31. Schmidt F. (1960). Máquinas de combustión (motores y turbinas de gas). Editorial Labor S.A., Barcelona.
 32. Stone R. (2012). Introduction to internal combustion engines. SAE International.
 33. Tuan T. and Mat I. (2012). System identification for internal combustion engine model. Sixth IEEE Asia Modeling Symposium.
 34. Wang Q.G., Lee T.H., Tan K.K. (1999). Finite spectrum assignment for time delay systems. London, Springer-Verlag.
 35. Wang D., Liu T., Sun X., Zhong C. (2016). Discrete-time domain two-degree-of-freedom control design for integrating and unstable processes with time delay. *ISA Transactions*, 63, 121-132.
 36. Benitez I.O., Rivas R., Feliu V., Castillo F.J. (2015). Temperature control based on a modified Smith predictor for injectable drug formulations. *IEEE Latin America Transactions*, 13(4), 1041-1047.
 37. Astrom K.J., Hagglund T. (1995). PID Controllers: Theory, design and tuning, 2nd ed. Instrument Society of America, Research Triangle Park, N.C.
 38. Ljung L. (1999). System identification – Theory for the users, second edition, Englewoods Cliffs, NJ: Prentice Hall.
 39. Normey Rico J.E., Camacho E.F. (2007). Control of dead time processes, second edition. Springer, London.
 40. Benítez González I.O., Rivas-Perez R., Feliu Batlle V., Castillo García F. (2009). Predictor de Smith modificado mediante un modelo interno robusto a perturbaciones externas no medibles. *Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones*, 30(3), 48-54.
 41. Calderon Valdez S.N., Rivas-Perez R., Ruiz Torija M.A., Feliu-Batlle V. (2009). Fractional PI controller design with optimized robustness to time delay changes in main irrigation canals. 14th IEEE Conference on Emerging Technologies and Factory Automation, ETFA'2009, 1411-1417.
 42. Calderon-Valdez S.N., Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R. (2015). Fractional-order

- mathematical model of an irrigation main canal pool. Spanish Journal of Agricultural Research, 13(3), e0212.
43. Camacho E.F., Bordons C. (2002). Model Predictive Control, Springer-Verlag, New York.
 44. Castillo Garcia F., Rivas-Perez R., Feliu Batlle V. (2008). Fractional I α controller combined with a Smith predictor for effective water distribution in a main irrigation canal pool. IFAC Proceedings Volumes, 41(2), 14558-14563.
 45. Castillo-Garcia F.J, Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R., Sanchez-Rodriguez L. (2011). Time domain tuning of a fractional order PI α controller combined with a Smith predictor for automation of water distribution in irrigation main channel pools. IFAC Proceedings Volumes, 44(1), 15049-15054.
 46. Castillo-Garcia F.J., Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R. (2013). Frequency specification regions of fractional order PI controller for first order plus time delay processes. Journal of Process Control, 23(4), 598-612.
 47. Castillo-Garcia F.J., Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R. (2013). Time domain tuning of fractional order controllers combined with a Smith predictor for automation of water distribution in irrigation main channel pools. Asian Journal of Control, 15(3), 819-833.
 48. Cuenca-Tinitana J., Rivas-Perez R. (2012). Desarrollo de un sistema de control predictivo para la distribución de agua en un tramo de un canal principal de riego. Revista Estudios Universitarios Universidad Nacional de Loja, 119-130.
 49. Cueto Medina W., Rivas-Perez R. (2003). Control system based on programmable logic controllers of Troncoso water distribution network. Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones, 24(2), 6-14.
 50. De Prada Moraga C., Baeyens Lazaro E., Rivas-Perez R. (2009). Introduction to the special section of the modelling, control and optimization of the sugar industry. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial, 6(3), 5-9.
 51. Feliu Batlle V., Rivas P.R., Castillo F. (2005). Fractional robust control to delay changes in main irrigation canals. IFAC Proceedings Volumes, 38(1), 28-33.
 52. Feliu Batlle V., Rivas-Perez R., Gorostiaga Canepa L., Sanchez Rodriguez L. (2003). Fractional control for open irrigation canal. Proceedings of VI Inter-Regional Conference on Environment-Water. Land and Water Use Planning and Management - Envirowater 2003. Albacete, Spain.
 53. Feliu Batlle V., Rivas-Perez R., Sanchez Rodriguez L., Castillo Garcia F., Linarez

- Saez A. (2008). Robust fractional order PI controller for a main irrigation canal pool. *IFAC Proceedings Volumes*, 41(2), 15535-15540.
54. Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R., Castillo-Garcia F.J. (2013). Simple fractional order controller combined with a Smith predictor for temperature control in a steel slab reheating furnace. *International Journal of Control, Automation, and Systems*, 11(3), 533-544.
 55. Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R., Castillo-Garcia F.J. (2014). Robust fractional-order temperature control of a steel slab reheating furnace with large time delay uncertainty. *IEEE Proceedings of International Conference on "Fractional Differentiation and its Applications, ICFDA '14. Catania, Italy.*
 56. Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R., Castillo-Garcia F.J., Rodríguez Martínez C.A. (2014). A robust fractional order controller for an EAF electrode position system. *IFAC Proceedings Volumes*, 47(3), 10670-10675.
 57. Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R., Castillo-Garcia F.J., Sanchez-Rodriguez L., Linares Saez A. (2011). Robust fractional order controller for irrigation main canal pools with time-varying dynamical parameters. *Computers and Electronics in Agriculture*, 76(2), 205-217.
 58. Hernandez-Lopez Y., Rivas-Perez R., Lorenzo Galván G. (2015). Robust proportional integral control of water level in an irrigation main canal. *Revista Cubana de Ingeniería*, 6(2), 25-34.
 59. Kao T.G., Nguen M., Rivas-Perez R. (1989). Adaptive control of a time-delay plant using a searchless model-reference self-tuning system. *Automation and Remote Control*, 49(12, part. 2), 1620-1627.
 60. Kovalenko P.I., Rivas-Perez R. (1985). Improvements of rice irrigation systems in Cuba. *Hydraulic Engineering and Land Reclamation*, 12, 57-58.
 61. Kovalenko P.I., Matzeliuk E.M., Rivas-Perez R. (1990). Adaptive control of water distribution in main irrigation canals with variable time delay. *Scientific Researches in Hydrotechnique and Land Reclamation*, 32-40.
 62. Kovalenko P.I., Pichuguin E.D., Rivas-Perez R. (1989). Compensation of nonlinear characteristics with dead-zone in water distribution control systems. *Construction and Exploitation of Land Reclamation Systems*, 37-49.
 63. Kovalenko P.I., Rivas-Perez R., Pichuguin E.D., Cao T.G. (1984). Modeling the dynamic characteristics of an irrigation main canal for control. *Control, Cibernética y Automatización*, 18(3), 46-50.

64. Moncada-Valerio J. (2012). Desarrollo de un sistema de control predictivo de un bastidor de osmosis inversa de una planta desalinizadora de agua de mar. Tesis de Maestría. PUCP, Lima, Perú.
65. Moncada-Valerio J., Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J. (2012). Control predictivo multivariable de un bastidor de ósmosis inversa de una planta desalinizadora de agua de mar. Memorias del XV Congreso Latinoamericano de Control Automático "CLCA12". Lima, Perú.
66. Pedregal D.J., Rivas-Perez R., Feliu V., Sanchez L., Linares A. (2009). A non-linear forecasting system for the Ebro River at Zaragoza, Spain. *Environmental Modelling & Software*, 24(4), 502-509.
67. Perez Zuñiga C.G., Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J. (2009). Control predictivo generalizado de la temperatura de laminación de un horno siderúrgico. *Electro-Electrónica*, 32(1), 46-54.
68. Perez Zuñiga C.G., Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J. (2010). Generalized predictive control of lamination temperature in a steel slab furnace. *Proceedings of Second International Congress on Automation in the Mining Industry*. Santiago, Chile.
69. Rivas Perez R. (1988). Automated system of water distribution in irrigation main canals. *Land Reclamation and Hydraulic Resources Management*, 8, 40-42.
70. Rivas-Perez R., Pichuguin E.D. (1989). Synthesis of adaptive control systems of water distribution in main irrigation canals. *Land Reclamation and Water Management*, 70, 66-70.
71. Rivas-Perez R. (1984). Technological process control in main canals of irrigation systems, with application to irrigation systems of Cuba. Ph.D thesis, Institute of Hydraulic Engineering and Land Reclamation of Ukrainian Academy of Agrarian Sciences (UkrNIIGIM), Kiev, Ukraine.
72. Rivas-Perez R. (1987). Water problems in the Republic of Cuba. *Hydraulic Engineering and Land Reclamation*, 7, 69-71.
73. Rivas-Perez R. (1988). Digital control of water levels in main irrigation canals. *Land Reclamation and Water Management*, 68, 85-88.
74. Rivas-Perez R. (1990). Automatic control of water distribution in irrigation systems. D.Sc thesis, All Russia Research Institute of Hydraulic Engineering and Land Reclamation A.N. Kostyakov (NIIG&M), Moscow, Russia.
75. Rivas-Perez R. (1991). Cascade control of water distribution in rice plane terraces of Krasnodar class and Kuban variant. *Land Reclamation and Water*

Management, 75, 72-76.

76. Rivas-Perez R. (2011). Generadores de vapor de bagazo y su control. Libro blanco del control automático en la industria de la caña de azúcar. Programa CYTED Red de Automatización y Control de la Industria de Transformación de la Caña de Azúcar, 195-230, España.
77. Rivas-Perez R., Aref Ghraizi R., Peran Gonzalez J.R., Cesar Sanchez E. (2000). Industrial boilers. Integral automatic control system. *Automática e Instrumentación* 308, 79-84.
78. Rivas-Perez R., Beauchamb G., Saliceti Piazza L., Cesar Sanchez E. (1998). Automatic control system of steam generator. Proceedings of XVIII Interamerican Congress of Chemical Engineering, IACChE'98 (Mayaguez, December 6-10), Puerto Rico.
79. Rivas-Perez R., Cao T.G., Franco Parellada C., Prokofiev V.E. (1987). Automatic control systems of time delay plants. *Control, Cibernética y Automatización*, 20(1), 24-26.
80. Rivas-Perez R., Castillo-Garcia F.J., Sotomayor Moriano J., Feliu-Batlle V. (2014). Design of a fractional order PI controller for steam pressure in the steam drum of a bagasse fired boiler. *IFAC Proceedings Volumes*, 47(3), 1337-1342.
81. Rivas-Perez R., Castillo-Garcia F.J., Sotomayor-Moriano J., Feliu-Batlle V. (2014). Control robusto de orden fraccionario de la presión del vapor en el domo superior de una caldera bagacera. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, 11(1), 20-31.
82. Rivas-Perez R., Feliu Batlle V., Castillo Garcia F., Linares Saez A. (2008). System identification for control of a main irrigation canal pool. *IFAC Proceedings Volumes*, 41(2), 9649-9654.
83. Rivas-Perez R., Feliu-Batlle V., Castillo-Garcia F.J., Linares-Saez A. (2014). Mathematical model for robust control of an irrigation main canal pool. *Environmental Modelling & Software*, 51(1), 207-220.
84. Rivas-Perez R., Feliu-Batlle V., Castillo-Garcia F.J., Sanchez-Rodriguez L., Linares Saez A. (2014). Robust fractional order controller implemented in the first pool of the Imperial de Aragon main canal. *Tecnología y Ciencias del Agua*, 5(1), 23-42.
85. Rivas-Perez R., Feliu-Batlle V., Castillo-Garcia F.J., Sanchez-Rodriguez L., Linares-Saez A. (2011). Control oriented model of a complex irrigation main canal

- pool. IFAC Proceedings Volumes, 44(1), 2919-2924.
86. Rivas-Perez R., Feliu-Batlle V., Sanchez Rodriguez L., Pedregal Tercero D.J., Linares Saez A., Aguilar Mariñosa J.V., Langarita Garcia P. (2008). Identification of the first pool of the Imperial de Aragon main irrigation canal. *Hydraulic Engineering in Mexico*, 23(1), 71-87.
 87. Rivas-Perez R., Herranz J., Llanes O., Cartaya L. (1994). Modelo matemático dinámico de generadores de vapor. *Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones*, 15(3), 45-54.
 88. Rivas-Perez R., Peran Gonzalez J.R., Pineda Reyes B., Perez Pereira S. (2003). Distributed control under centralized intelligent supervision in the Güira de Melena irrigation system. *Hydraulic Engineering in Mexico*, 18(2), 53-68.
 89. Rivas-Perez R., Prada Moraga C., Peran Gonzalez J.R., Kovalenko P.I. (2002). Robust adaptive predictive control of water distribution in irrigation canals. *IFAC Proceedings Volumes*, 35(1), 97-102.
 90. Rivas-Perez, R., Sotomayor-Moriano, J. (2014). Control predictivo generalizado de las variables críticas de una unidad de ósmosis inversa. *Memorias del XVI Congreso Latinoamericano de Control Automático, CLCA 2014*, 642-647, Cancún, México.
 91. Rodríguez Vásquez J.R., Rivas-Perez R. (2011). Desarrollo de un sistema de control avanzado de la presión del vapor en una caldera de tubos de fuego. Editorial PUCP.
 92. Rodríguez Vásquez J.R., Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J. (2008). Advanced control of a fire-tube boiler. *Electro-Electrónica*, 29(1), 5-10.
 93. Rodriguez Vazquez R., Rivas P.R., Sotomayor Moriano J. (2007). System identification of the steam pressure variation process inside a fire-tube boiler. *IFAC Proceedings Volumes*, 40(1), 232-237.
 94. Rodriguez Vazquez R., Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J., Peran Gonzalez J. (2008). Advanced control system of the steam pressure in a fire-tube boiler. *IFAC Proceedings Volumes*, 41(2), 11028-11033.
 95. Salcedo Hernández J., Rivas-Perez R. (2010). Model based predictive control of temperature in a cement rotatory kiln. *Electro-Electrónica*, 34(2), 52-60.
 96. Sanchez Rodriguez L., Feliu Batlle V., Rivas-Perez R., Ruiz Torija M.A. (2007). Robust control of a laboratory hydraulic canal by using a fractional PI controller. *Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical*

Conferences and Computers and Information in Engineering Conference "IDETC07". Las Vegas, Vol. 5, 1307-1315.

97. Smith, C.A., Corripio, A.B. (2006). Principles and practice of automatic process control. Hoboken, N.J., Wiley.
98. Mataušek M.R, Micić A.D. (1999). On the modified Smith predictor for controlling a process with an integrator and long dead-time. IEEE Transactions on Automatic Control, 44(8), 1603-1606.
99. Zhang W.D., Sun Y.X. (1996). Modified Smith predictor for controlling integrator/time delay processes. Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development, 35, 2769-2772.
100. Palmor Z.J. (1996). Time delay compensation: Smith predictor and its modifications. Boca Raton, F.L., CRC Press.
101. Astrom K., Hagglund T. (2009). Control PID avanzado. Madrid, España, Pearson Educación.
102. Kao T.G., Nguen M., Rivas-Perez R. (1988). Adaptive control of a delay plant by using a nonsearching self-adjusting systems with a model. Avtomatika i Telemekhanika, 12, 106-116.
103. Agama Moreno J., Rivas-Perez R. (2011). Smith predictor based on fuzzy logic controller for control of complex industrial plants. Electro-Electrónica, 35(1), 3-16.
104. Pichuguin E.D., Kao T.G., Rivas-Perez R. (1981). Stability analysis of pulse width modulation controller for processes with time delay. Control, Cibernética y Automatización, 15(4), 34-36.
105. Rodríguez C., Normey-Rico J.E., Guzmán J.L., Berenguel M. (2016). On the filtered Smith predictor with feedforward compensation. Journal of Process Control, 41, 35-46.
106. Rivas-Perez R., Kao T.G., Franco Parellada C. (1986). Asymptotic stability analysis of nonlinear systems with time delay in the control. Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones, 7(4), 294-297.
107. Rivas-Perez R., Kao T.G., Pichuguin E.D., Nguen V.D. (1989). State space reconstruction in multivariable plants with time-delay. Control, Cibernética y Automatización, 22(2), 30-35.
108. Smith O.J.M. (1959). A controller to overcome dead time. ISA J., 6(2), 28-33.
109. Normey-Rico J.E., Camacho E.F. (2008). Dead-time compensators: A survey. Control Engineering Practice, 16, 407-428.

110. Watanabe K., Ito M. (1981). A process-model control for linear systems with delay. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 26(6), 1261-1269.
111. Astrom K.J., Hang C.C., Lim B.C. (1994). A new Smith predictor for controlling a process with an integrator and long dead time. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 39(2), 343-345.
112. Mataušek M.R., Micić A.D. (1996). A modified Smith predictor for controlling a process with an integrator and long dead time. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 41(8), 1199-1203.
113. Mataušek M.R., Ribić A.I. (2012). Control of stable, integrating and unstable processes by the modified Smith predictor. *Journal of Process Control*, 22(1), 338-343.
114. Benitez-Gonzalez I.O., Rivas-Pérez R. (2017). Predictor de Smith: revisión y desafíos. *Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones*, 38(1), 33-47.
115. Bolea Y, Puig V, Blesa J. (2008). Gain-scheduled Smith PID controllers for LPV systems with time varying delay: application to an open-flow canal. En: *Proceedings of the 16th IFAC World Congress*. Seoul, Korea, 14564-14569.
116. Benitez-Gonzalez I.O., Rivas-Perez R. (2014). Control de la temperatura de un intercambiador de calor en la empresa de Laboratorios Farmacéuticos AICA. En: *I Congreso de Automatización y Mantenimiento Industrial*. La Habana, Cuba.
117. Kuang Y. (1993). *Delay differential equations with applications in population dynamics*. New York, Academic Press; 1993.
118. Li Z., Chena Z., Jun Fub J., Sun C. (2016). Direct adaptive controller for uncertain MIMO dynamic systems with time-varying delay and dead-zone inputs. *Automatica*, 63, 287-291.
119. Rivas-Perez R., Kao T.G., Franco Parellada C. (1986). Asymptotic stability analysis of nonlinear systems with time delay in the control. *Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones*, 7(4), 294-297.
120. Rivas-Perez R., Kao T.G., Pichuguin E.D., Nguen V.D. (1989). State space reconstruction in multivariable plants with time-delay. *Control, Cibernética y Automatización*, 22(2), 30-35.
121. Rivas-Perez R., Feliu-Batlle V., Castillo-Garcia F.J., Benitez-Gonzalez I.O. (2014). Temperature control of a crude oil preheating furnace using a modified Smith predictor improved with a disturbance rejection term. *IFAC Proceedings Volumes*, 47(3), 5760-5765.
122. Bashier E.B.M., Patidar K.C. (2017). Optimal control of an epidemiological model

with multiple time delays. *Applied Mathematics and Computation*, 292, 47-56.

123. Rivas-Perez R, Sotomayor-Moriano J, Perez-Zuñiga C.G., Calderon Mendoza E.M. (2016). Diseño de un GPC multivariable basado en una PC industrial para el control de una unidad de ósmosis inversa de una industria farmacéutica. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 15(1), 259-273.
124. Calderon Mendoza E.M., Rivas-Perez R., Sotomayor-Moriano J.J. (2016). Design of neuro-fuzzy controller for control of water distribution in an irrigation main canal. *IEEE Latin America Transactions*, 14(2), 471-476.
125. Jin Q.B., Hao F., Wang Q. (2013). A multivariable IMC-PID method for non-square large time delay systems using NPSO algorithm. *Journal of Process Control*, 23(5), 649-663.
126. Hernández Y., Feliu, V. Rivas R. (2017). Artificial neural network based system identification of an irrigation main canal pool. *IEEE Latin America Transactions*. 15(9), 274-279.
127. Benítez-González I.O., Rivas-Perez R., Feliu-Batlle V. (2017). Modified Smith Predictor for concentration control in manufacturing process of injectable drugs. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, 16(2).
128. Benitez I.O., Rivas R., Feliu V., Sanchez L.P., Sanchez L.A. (2016). Fuzzy gain scheduled Smith predictor for temperature control in an industrial steel slab reheating furnace. *IEEE Latin America Transactions*, 14(11), 4439-4447.
129. Rivas Perez R., Feliu Batlle V., Sotomayor Moriano J. (2005). Fault detection based PC in fire tubes industrial boilers. *Ibero-American Journal of Mechanic Engineering*, 9(1), 63-78.
130. Rivas-Perez R. (1991). Synthesis of optimal stationary automatic control systems of water distribution in main irrigation canals by means of time delay compensation. *Land Reclamation and Water Management*, 74, 77-82.
131. Rivas-Perez R., Pichuguin E. D. (1989). Cascade control of water distribution processes in main canals with head pumping station. *Construction and Exploitation of Land Reclamation Systems*, 93-102.
132. Kovalenko P.I., Pichuguin E.D., Rivas-Perez R. (1989). Compensation of nonlinear characteristics with dead-zone in water distribution control systems. *Construction and Exploitation of Land Reclamation Systems*, 37-49.
133. Rivas Perez R., Feliu Batlle V., Sanchez Rodriguez L., Pedregal Tercero D., Linarez Saez A., Aguilar Mariñoso J.V., Langarita García P. (2007). System

- identification of Aragon's Imperial Irrigation Main Canal. IFAC Proceedings Volumes, 40(1), 274-279.
- 134.** San-Millán A., Feliu-Talegón D., Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R. (2017). On the modelling and control of a laboratory prototype of a hydraulic canal based on a TITO fractional-order model. *Entropy*, 19(8), 401.
- 135.** Feliu-Batlle V., Feliu-Talegón D., San-Millán A., Rivas-Perez R. (2017). Wiener-Hopf optimal control of a hydraulic canal prototype with fractional order dynamics. *ISA Transactions*.
- 136.** Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J., Perez-Zuñiga C.G. (2017). Adaptive expert generalized predictive multivariable control of seawater RO desalination plant for a mineral processing facility. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 10244-10249.
- 137.** Feliu-Batlle V., Rivas-Perez R., Linares-Saez A. (2017). Fractional order robust control of a reverse osmosis seawater desalination plant. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1), 14545-14550.
- 138.** Feliu-Batlle V., San-Millán A., Feliu-Talegón D., Rivas-Perez R. (2017). Multivariable fractional-order model of a laboratory hydraulic canal with two pools. *IEEE Conference Publications of 4th-2017 International Conference on Control, Decision and Information Technologies (CoDIT'17)*, Barcelona, Spain.
- 139.** Moreno Rosario D.E. (2016). Control predictivo generalizado multivariable de un bastidor de ósmosis inversa de una planta desalinizadora de agua de mar. Tesis de Maestría en Ingeniería de Control y Automatización. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Postgrado.
- 140.** Carrasco Banda N.N. (2016). Modelado y control basado en redes neuronales artificiales de una planta piloto de desalinización de agua de mar por Osmosis Inversa. Tesis de Maestría en Ingeniería de Control y Automatización. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Postgrado.
- 141.** Calderón Mendoza E.M. (2014). Desarrollo de un sistema de control neuro-difuso de la distribución de agua en un tramo de un canal principal de riego. Tesis de Maestría en Ingeniería de Control y Automatización. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Escuela de Postgrado.
- 142.** Rivas-Perez R., Sotomayor-Moriano J., de Prada Moraga C., Inga Castro J. (2000). Real-time control of water distribution in irrigation canals. *Electro-Electrónica*, 13(1), 19-27.
- 143.** Rivas-Perez R., Aref Ghraizi R., Cesar Sánchez E., Inga Castro J. (2000).

- Sistema de control automático integral de generadores de vapor pirotubulares. Revista de Ingeniería Electrónica, Automática y Comunicaciones, 21(2), 10-18.
144. Rivas-Perez R., Sotomayor Moriano J., de Prada Moraga C., Fuente Aparicio M.J. (1999). Advanced control of industrial processes. Electro-Electrónica, 12(2), 30-36.
145. Rivas-Perez R. (1989). Synthesis of adaptive control systems with predictor for control of water distribution in irrigation main canals. Improvement of Technical Resources and Irrigation Technology, 25-35.
146. Rivas-Perez R. (1989). Adaptive control of water distribution in irrigation main canals. Control, Cibernética y Automatización, 22(3), 15-19.
147. Rivas-Perez R., Pichuguin E.D. (1987). Adaptive control by pulse width modulation of water distribution in main canals of irrigation systems. Drip irrigation of orchards and vineyards in Ukraine and Moldova, 43-50.
148. Rivas-Perez R. (1987). Adaptive control system of time delay plants. Control, Cibernética y Automatización, 20(4), 29-31.
149. Rivas-Perez R. (1987). Time delay compensation in automatic control systems. Control, Cibernética y Automatización, 20(3), 36-38.
150. Rivas-Perez R., Reznik T.V. (1987). Automatic control system of water level in irrigation main canals. Control, Cibernética y Automatización, 20(2), 40-42.

Páginas Web:

- <http://laplace.us.es/wiki/images/6/60/Ciclo-diesel.png>
- <http://laplace.us.es/wiki/images/7/71/Ciclo-otto.png>
- http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf
- http://www.aficionadosalamecanica.com/inyeccion_directa1.htm
- <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/213094>
- http://aaboschapde.resource.bosch.com/media/de/commonly_used_media/common_media/ap_common/parts/de_6/engine_systems_auto_parts_1/gasoline_engine_systems_1/pia_benzinsysteme.pdf