



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Desarrollo e Implementación de Una Estrategia de
Control para el Ángulo de Encendido de un Motor de
Combustión Interna

presentada por

M.C. Diego Alessis Carbot Rojas

como requisito para la obtención del grado de
**Doctor en Ciencias en Ingeniería
Electrónica**

Director de tesis

Dr. Ricardo Fabricio Escobar Jiménez

Codirector de tesis

Dr. Jarniel García Morales

Cuernavaca, Morelos, México. Enero de 2020.



ESC\FORDOC09

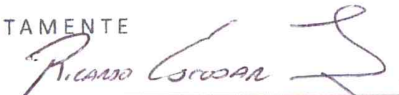
ACEPTACIÓN DEL TRABAJO DE TESIS DOCTORAL

Cuernavaca, Morelos a 8 de enero de 2020.


Dr. Mario Ponce Silva
Jefe del Departamento de Ingeniería Electrónica
Presente

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial de la Tesis Doctoral del alumno **Diego Alessis Carbot Rojas**, manifiestan que después de haber revisado su trabajo de tesis doctoral titulado **"Desarrollo e Implementación de una Estrategia de Control para el Ángulo de Encendido de un Motor de Combustión Interna"** realizado bajo la dirección del **Dr. Ricardo Fabricio Escobar Jiménez** y codirección del **Dr. Jarniel García Morales**, el trabajo se ACEPTA para proceder a su impresión.


ATENTAMENTE




Dr. Ricardo Fabricio Escobar Jiménez
CENIDET




Dr. Jarniel García Morales
CENIDET



Dr. Víctor Manuel Alvarado Martínez
CENIDET



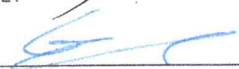
Dr. José Francisco Gómez Aguilar
CENIDET



Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza
CENIDET



Dr. Manuel Adam Medina
CENIDET



Dr. Gildas Besançon
Grenoble INP /Gipsa-Lab

Reciba un cordial saludo.

c.c.p: M.E. Guadalupe Garrido Rivera / Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
c.c.p: Dr. Gerardo Vicente Guerrero Ramírez / Subdirector Académico.
c.c.p: Expediente.



EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO®

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Electrónica

"2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria"

ESC\FORDOC010

Cuernavaca, Morelos a 10 de enero de 2020.

M.C. DIEGO ALESSIS CARBOT ROJAS

Candidato al grado de Doctor
en Ciencias en Ingeniería Electrónica
P r e s e n t e

Después de haber sometido a revisión su trabajo final de tesis titulado "**Desarrollo e Implementación de una Estrategia de Control para el Ángulo de Encendido de un Motor de Combustión Interna**", y habiendo cumplido con todas las indicaciones que el jurado revisor de tesis le hizo, le comunico que se le concede autorización para que proceda a la impresión de la misma, como requisito para la obtención del grado.

Reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y tecnología al servicio de México"

Dr. Mario Ponce Silva

Jefe del Departamento de Ingeniería Electrónica

c.c.p.: M.E. Guadalupe Garrido Rivera /Departamento de Servicios Escolares

c.c.p.: Expediente.

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos.

Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 2225, e-mail: die@cenidet.edu.mx

www.tecnm.mx | www.cenidet.edu.mx



Dedicatoria

A Dios

Por darme salud, permitirme cumplir este logro en mi vida profesional, nunca dejarme desamparado y estar conmigo en los momentos complicados que me han enseñado a valorarte cada día más.

A mi Madre

A quien le debo todo en la vida, por brindarme su apoyo incondicional, por sus consejos, por su ejemplo de vida, entrega y humildad, pero sobre todo por brindarme su amor. Te amo.

A Montse

Gracias amor por estar conmigo en los buenos y malos momentos, por ser parte de esta meta en mi vida, por tu apoyo incondicional, por tu comprensión, por tus consejos, por preocuparte por mí. Pero sobre todo por permitirme ser parte de tu vida y la de Vale. Las amo mucho.

A Josimar e Indi

Gracias hermano por ser un ejemplo para mí, por tus consejos y enseñanzas, por preocuparte por mí. Gracias Indi por tu amistad brindada, por siempre tener las puertas abiertas de tu casa para mí. Y gracias a los dos por haber traído a este mundo a Dieguito a quien amo mucho.

A mis Familiares

Ya que siempre he contado con su apoyo y amor incondicional, por estar siempre ahí, por sus consejos, por todo lo que han aportado a mi vida y por todos los buenos momentos que pasamos juntos.

Gracias por todo. Les dedico esta tesis con mucho amor y cariño.

Agradecimientos

A mi mamá por amarme como lo hace, darme los consejos necesarios en cada momento justo de mi vida, por su apoyo incondicional y por siempre apoyarme en todas mis decisiones, en resumen por ser padre, madre y una amiga para mí.

A Montse por quererme incondicionalmente, por comprenderme en mis malos ratos, por brindarme tu apoyo no solo para el desarrollo de mi tesis, sino también para mi vida, tu y Vale son mi inspiración y motivación.

A mi hermano Josimar por apoyarme aun en la distancia, por siempre estar al pendiente de mí y hacerme saber que siempre puedo contar contigo.

Al Dr. Ricardo Fabricio Escobar Jiménez por su esfuerzo y dedicación, además de sus enseñanzas, paciencia y motivación para el desarrollo de este trabajo de tesis.

Al Dr. Jarniel García Morales por su apoyo en el desarrollo de mi trabajo doctoral que han sido fundamentales para su culminación.

A mis revisores: Dr. Víctor Manuel Alvarado Martínez, Dr. José Francisco Gómez Aguilar, Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza, Dr. Manuel Adam Medina, Dr. Gildas Besançon por sus valiosos comentarios, observaciones, disponibilidad y ayuda.

A mis compañeros y amigos: Juan Pablo Castillo, Moisés Ramos, Jesús Reyes, Carlos Zuñiga, Susana Sainz, Diana Muñoz, Edumis Martín, Patricia Vázquez, Iván Hidalgo, Hugo Arellano, Abraham Pérez, Cesar Márquez, Eider Amores, Lorena Ruiz, Miguel Xamán, Ricardo Schacht, con quienes compartí mi estancia en CENIDET, por brindarme su apoyo y amistad, son una familia para mí.

Al Tecnológico Nacional de México y al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico por brindarme los medios necesarios para obtener mayores conocimientos y así crecer profesionalmente. Además por todas las atenciones otorgadas por el personal.

A CONACYT por el apoyo económico que me brindaron para la realización del trabajo.

Resumen

En este trabajo, se presenta el modelado matemático de un motor de combustión interna (CI) el cual es alimentado con múltiples combustibles, así como también se presenta un esquema de control para el ángulo de encendido. El objetivo de este trabajo es controlar el ángulo de encendido cuando el motor es alimentado con una mezcla E10 (90 % gasolina y 10 % etanol) enriquecida con hidrógeno sin tener pérdidas de eficiencia y torque en diferentes puntos de operación. El control del ángulo de encendido se realizó utilizando una red neuronal artificial (ANN), la cual tiene una estructura 2-6-1, dos neuronas en la capa de entrada, seis neuronas en la capa oculta y una neurona en la capa de salida, la ANN tiene como entradas el flujo de masa de aire y el torque, y como salida el ángulo de encendido. La importancia de controlar el ángulo de encendido del motor de CI reside en que el hidrógeno y el etanol tienen una velocidad mayor de combustión que la gasolina, por lo tanto el ángulo de encendido será diferente. Además, se presenta el diseño de un sistema de detección y aislamiento de fallas (FDI) basado en un filtro de Kalman extendido (EKF) para los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión del motor de CI. El EKF está basado en ecuaciones diferenciales ordinarias las cuales representan las dinámicas de la temperatura y la presión dentro del múltiple de admisión. De manera más precisa, el EKF proporciona la estimación de la presión y de la temperatura para producir redundancia analítica con respecto a las mediciones disponibles. El sistema de FDI nos permite tener un desempeño adecuado del motor de CI. Finalmente, se presenta el diseño de un sistema de control tolerante a fallas, el cual combina un controlador adaptativo que se utiliza para la regulación aire-combustible y un sistema de detección y aislamiento de fallas basado en un filtro de

IV

Kalman extendido de alta ganancia aplicado en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión del motor de CI, el esquema de FTC propuesto permite la operación continua del motor de CI aun con presencia de fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión.

Abstract

In this work, the mathematical modelling of an internal combustion engine which is fed with multiple fuels, as well as, a control scheme for controlling the IC engine spark timing are presented. The goal of this work is to control the IC engine spark timing when it is fed with an hydrogen-enriched E10 (90 % gasoline and 10 % ethanol) blend as fuel without efficiency and torque losses at different operating points. The spark timing control was performed using an artificial neural network (ANN), which has a 2-6-1 structure, two neurons in the input layer, six neurons in the hidden layer and one neuron in the output layer, the ANN has as its input the mass air flow and the torque, and the spark timing as output. The importance of controlling the IC engine spark timing lies in the hydrogen and ethanol have a higher combustion velocity than gasoline, so the spark timing has to be different. In addition, the design of a fault detection and isolation (FDI) system for the intake manifold pressure and temperature sensors of an internal combustion (IC) engine based on Extended Kalman Filter (EKF) is presented. The EKF design is based on ordinary differential equations which represent the dynamics of temperature and pressure of intake manifold. More precisely EKF provides the temperature and pressure estimation to produce analytical redundancy with respect to available measurements. Notice that this FDI system can allow for a healthy operation of the IC engine. Finally, the design of a fault tolerant control (FTC) system is presented, which combines an adaptive controller that is used for air-fuel ratio regulation and a fault detection and isolation (FDI) system based on a high gain extended Kalman filter (HGEKF) applied to the pressure and temperature sensors of the intake manifold of the IC engine, the proposed FTC scheme allows the continuous

VI

operation of the IC engine even with faults in the pressure and temperature sensors of the intake manifold.

Índice general

Índice de figuras	XI
Índice de tablas	XII
Acrónimos	XIII
1. Antecedentes y motivación	1
1.1. Introducción	1
1.2. Planteamiento de problema	2
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general	2
1.3.2. Objetivos específicos	3
1.4. Hipótesis	3
1.5. Metas	3
1.6. Justificación	3
1.7. Metodología	4
1.8. Organización del documento	5
2. Estado del arte y marco teórico	6
2.1. Estado del arte	7
2.1.1. Modelado de motores de combustión interna	7
2.1.2. Uso de múltiples combustibles en un motor de combustión interna	8
2.1.3. Técnicas de control para la regulación aire-combustible en motores de combustión interna	9
2.1.4. Técnicas de control para la regulación del ángulo de encendido en motores de combustión interna	12
2.1.5. Detección y diagnóstico de fallas en motores de combustión interna	14
2.1.6. Antecedentes	14
2.1.7. Conclusiones de la revisión del estado del arte	15
2.2. Marco teórico	17
2.2.1. Motor de combustión interna	17
2.2.2. Proceso de combustión	18
2.2.3. Ciclo de trabajo	19
2.2.4. Número y disposición de los cilindros	20
2.2.5. Tipo de combustible	21
2.2.6. Principales campos de aplicación	22

2.3.	Detección y aislamiento de Fallas	22
2.4.	Sistemas de control tolerante a fallas	26
2.4.1.	Acomodación de la falla	27
2.4.2.	Reconfiguración de la falla	28
2.5.	Redes neuronales artificiales	30
2.5.1.	Perceptrón	30
2.5.2.	Perceptrón multicapa	32
2.5.3.	Entrenamiento de la ANN (Propagación hacia atrás)	32
3.	Modelado matemático	35
3.0.1.	Dinámicas del cuerpo de aceleración y el múltiple de admisión.	35
3.0.2.	Sistema de inyección de combustible	37
3.0.3.	Dinámica del flujo de aire	37
3.0.4.	Modelado de la cámara de combustión	38
3.0.5.	Fuerzas que actúan en el pistón	40
3.0.6.	Dinámica del cigüeñal	42
3.0.7.	Relación aire-combustible	43
3.0.8.	Proceso de combustión	44
4.	Resultados	47
4.1.	Descripción de la planta	47
4.2.	Control del ángulo de encendido	47
4.2.1.	Red neuronal Adalina	47
4.2.2.	Análisis de proceso de combustión utilizando gasolina pura	50
4.2.3.	Estimación del ángulo de encendido mediante una red perceptrón multicapa considerando pura gasolina como combustible.	51
4.2.4.	Análisis del proceso de combustión utilizando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno	54
4.2.5.	Estimación del ángulo de encendido mediante una red perceptrón multicapa considerando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno como combustible.	56
4.2.6.	Análisis del consumo de combustible, las eficiencias térmica y de combustión y la potencia del motor de CI.	57
4.2.7.	Validación del modelado matemático del proceso de combustión	61
4.2.8.	Implementación del controlador del ángulo de encendido en el motor de CI	61
4.3.	Diagnóstico de fallas en sensores basado en EKF	65
4.3.1.	Enfoque del EKF para el diagnóstico de fallas	65
4.3.2.	Diseño y validación del EKF	68
4.3.3.	Aplicación al diagnóstico de fallas en sensores.	74
4.4.	Control AFR tolerante a fallas	77
4.4.1.	Sistema de detección y aislamiento de fallas	79
4.4.2.	Filtro de Kalman extendido de alta ganancia	81
4.4.3.	Desarrollo de la estrategia de control AFR	84
4.4.4.	Validación de los observadores HGEKF	88
4.4.5.	Control de la relación aire-combustible	88

4.4.6. Fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión del motor de CI.	91
4.4.7. Control AFR tolerante a fallas	95
5. Conclusiones y trabajos futuros	100
5.1. Conclusiones	100
5.1.1. Control del ángulo de encendido	100
5.1.2. Diagnóstico de fallas en sensores	100
5.1.3. Control AFR tolerante a fallas	101
5.2. Trabajos futuros	102
5.2.1. Aportación	102
5.2.2. Publicaciones realizadas	103
Anexos	124
A. Instrumentación del motor de CI	125
B. Publicaciones realizadas	126
C. Reconocimiento	130

Índice de figuras

2.1. Modelado de motores de combustión interna	7
2.2. Trabajos experimentales que utilizan biocombustibles en un motor de CI.	10
2.3. Control en la relación aire-combustible en motores de CI	11
2.4. Detección y diagnóstico de fallas en motores de CI	14
2.5. Ciclo Otto	19
2.6. Configuraciones de los cilindros en un motor de CI	21
2.7. Estructura general de un sistema de diagnóstico y detección de fallas basado en modelo.	25
2.8. Estructura general de un sistema de control tolerante a fallas (Patton, 1997).	27
2.9. Esquema de acomodación de la falla.	28
2.10. Esquema de la reconfiguración de una falla.	29
2.11. Perceptrón	31
2.12. Esquema básico de una ANN.	32
2.13. Relación entre aprendizaje automático y la ANN.	33
2.14. Función sigmoide.	34
3.1. Múltiple de admisión del motor de CI.	36
3.2. Mecanismo biela-manivela.	41
4.1. Motor de CI.	47
4.2. Adalina	48
4.3. Proceso de entrenamiento	49
4.4. Porcentaje de MFB en función del ángulo del cigüeñal (gasolina pura).	50
4.5. Esquema de la red neuronal artificial.	52
4.6. Variación de la velocidad del motor de CI.	52
4.7. Control del ángulo de encendido (gasolina).	54
4.8. Porcentaje de MCQ en función del ángulo del cigüeñal (E10+Hidrógeno).	55
4.9. Control del ángulo de encendido (E10+Hidrógeno).	57
4.10. Consumo de hidrógeno del motor de CI.	58
4.11. Consumo de combustible del motor de CI.	58
4.12. Eficiencia térmica del motor de CI.	59
4.13. Eficiencia de combustión del motor de CI.	60
4.14. Potencia del motor de CI	61
4.15. Pistola estroboscópica.	62
4.16. Ángulos de encendido a diferentes velocidades.	62
4.17. Placa rotor del motor de CI.	63

4.18. Diagrama de la placa rotor del motor de CI.	64
4.19. Diagrama general de la implementación del sistema de control del ángulo de encendido del motor de CI.	64
4.20. Diagrama de flujo del algoritmo desarrollado.	66
4.21. Ángulo de encendido ECU vs ángulo de encendido SCAE (1000 rpm) .	67
4.22. Ángulo de encendido ECU vs ángulo de encendido SCAE (1500 rpm) .	67
4.23. Banco de dos observadores.	68
4.24. Validación de los observadores.	73
4.25. Sistema FDI.	74
4.26. Falla en el sensor de presión P_m	76
4.27. Falla en el sensor de temperatura T_m	78
4.28. Esquema CTF aplicado al motor de CI.	79
4.29. Banco de observadores.	80
4.30. Validación de los observadores.	89
4.31. Señal controlada AFR.	90
4.32. Factor λ	90
4.33. Control AFR y factor λ (Falla en T_m).	92
4.34. Flujo de masa de combustible.	93
4.35. Control AFR y factor λ (Falla en P_m).	94
4.36. Flujo de masa de combustible.	95
4.37. Falla en el sensor de temperatura T_m	96
4.38. Señales AFR y λ	97
4.39. Falla en el sensor de presión P_m	98
4.40. Señales AFR y λ	99
A.1. Esquema general de la adquisición de señales del motor de CI.	125

Índice de tablas

2.1. Aplicación, fase y origen de diversos combustibles.	21
4.1. Parámetros del motor de CI.	48
4.2. Torque obtenido para diferentes ángulos de encendido (gasolina)	51
4.3. Pesos sinápticos ANN	53
4.4. Torque obtenido para diferentes ángulos de encendido (E10+Hidrógeno)	55
4.5. Pesos sinápticos ANN	56
4.6. ECM de la presión y temperatura estimada del motor de CI.	72
4.7. Matriz de fallas.	75
4.8. Matriz de fallas.	80
4.9. MSE de la presión y temperatura estimada del motor de CI.	88
4.10. Errores del controlador AFR.	89

Acrónimos

Notación	Equivalente en español	Equivalente en inglés.
<i>CI</i>	Combustión Interna	
<i>ECU</i>	Unidad de Control de Motor	Engine Control Unit
<i>PMS</i>	Punto Muerto Superior	
<i>PMI</i>	Punto Muerto Inferior	
<i>FDI</i>	Detección y Aislamiento de Fallas	Fault Detection and Isolation
<i>EFI</i>	Inyección Electrónica de Combustible	Electronic Fuel Injection
<i>MEP</i>	Motor de Encendido Provocado	
<i>MEC</i>	Motor de Encendido por Compresión	
<i>AFR</i>	Relación Aire-Combustible	Air-Fuel Ratio
<i>HCCI</i>	Encendido por Compresión Homogénea	Homogeneous Charge Compression Ignition
<i>CAI</i>	Auto Encendido Controlado	Controlled Auto-Ignition
<i>MTBE</i>	Metil Terciario Butil Éter	
<i>ETBE</i>	Etil Terciario Butil Éter	
<i>DME</i>	Bio Dimetil Éter	
<i>BG</i>	Biogas	
<i>CO</i>	Monóxido de Carbono	
<i>CO₂</i>	Dióxido de Carbono	
<i>NO_x</i>	Óxidos de Nitrógeno	
<i>HC</i>	Hidrocarburos	
<i>UHC</i>	Hidrocarburos no quemados	Unburned Hydrocarbon
<i>ANN</i>	Redes neuronales artificiales	Artificial Neural Network
<i>AEO</i>	Ángulo de Encendido Óptimo	
<i>AENO</i>	Ángulo de Encendido no Óptimo	
<i>AENO</i>	Ángulo de Encendido no Óptimo	
<i>SCAE</i>	Sistema de Control para el Ángulo de encendido	

Capítulo 1

Antecedentes y motivación

1.1. Introducción

El motor de combustión interna (CI) es un motor endotérmico basado en el mecanismo pistón-biela-manivela, conocido como tren alternativo, y que nace a finales del siglo XIX como alternativa a las máquinas de vapor para propulsar vehículos ligeros de transporte terrestre.

Dentro del proceso de combustión, un factor importante es el ángulo de encendido, debido a que la duración de la combustión y el encendido dependen de ello impactando directamente en la eficiencia y desempeño del motor de CI. Este parámetro necesita del conocimiento de diferentes factores, como lo son las condiciones de operación del motor de CI, las características de la relación aire-combustible (AFR *por sus siglas en inglés Air-Fuel Ratio*), el tipo de combustible, etc. Actualmente, debido al uso de distintas mezclas de combustibles en los motores de CI, el control del ángulo de encendido se ha convertido en un tema de interés.

Por lo tanto en este trabajo se estudian los resultados derivados del control del ángulo de encendido en un motor de CI alimentado con una mezcla de E10 (90 % gasolina y 10 % etanol) enriquecida con hidrógeno. Los principales parámetros del motor como lo son la potencia, la eficiencia térmica y la eficiencia de combustión, consumo de combustible, entre otros, serán estudiados.

1.2. Planteamiento de problema

Actualmente una de las industrias más productivas a nivel mundial es la automotriz, las nuevas tecnologías han permitido que esta industria incursione en el desarrollo de nuevos productos, es decir vehículos que usan combustible flexible, vehículos híbridos y vehículos eléctricos. En particular en este trabajo de investigación abordaremos la problemática de los vehículos que usan mezclas de combustibles.

Es conocido que aun y cuando se ha incrementado el desempeño de los motores de CI a gasolina su eficiencia sigue siendo baja. Aunado a esto si se considera alimentar un motor de CI con mezclas de combustibles basadas en etanol e hidrógeno, el riesgo de perder eficiencia y potencia en el motor de CI incrementa, por lo que se debe poner especial atención en cuidar ciertos parámetros de diseño de los motores de CI.

En este trabajo de investigación se atenderá la problemática del ajuste del ángulo de encendido de un motor de CI convencional alimentado con una mezcla E10 (90 % gasolina y 10 % etanol) enriquecida con hidrógeno para generar la chispa en el momento indicado para incendiar la mezcla de combustibles, teniendo como problema el control del tiempo de ignición de la mezcla, debido a que la Unidad de control del motor ECU (por su siglas en inglés Engine Control Unit) contiene un algoritmo que calcula el tiempo de ignición de la mezcla a partir de la velocidad y la carga del motor pero este algoritmo está calculado para el uso de gasolina, en este caso nosotros necesitamos realizar el cálculo del ángulo de encendido del motor utilizando múltiples combustibles, es por ello que es de vital importancia el control del ángulo de encendido del motor de CI utilizando gasolina-etanol-hidrógeno.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Desarrollar e implementar un controlador para la regulación del ángulo de encendido de un motor de CI utilizando múltiples combustibles (gasolina-etanol-hidrógeno).

1.3.2. Objetivos específicos

- Modelar la dinámica del pistón y del cigüeñal del motor de CI.
- Modelar el proceso de combustión del motor de CI.
- Diseñar una estrategia de control para el ángulo de encendido del motor de CI utilizando múltiples combustibles.
- Mostrar experimentalmente el desempeño de la estrategia de control en el motor de CI utilizando múltiples combustibles.

1.4. Hipótesis

Con la implementación de un controlador para el ajuste del ángulo de encendido del motor de CI utilizando múltiples combustibles se establecerán las condiciones de operación adecuadas para evitar un mal funcionamiento del motor de CI, así mismo se evitarán pérdidas de eficiencia y de potencia.

1.5. Metas

- Obtención de un controlador para el ángulo de encendido de un motor de CI.
- Implementación de la estrategia de control en el banco de pruebas del motor de CI.
- Divulgación de la investigación a nivel internacional.

1.6. Justificación

La máxima eficiencia del motor se obtiene cuando el pistón recibe la presión en el momento que se encuentra en el punto muerto superior (PMS), para aprovechar la explosión y el periodo de expansión de los gases. El ángulo de encendido es necesariamente variable cuando la velocidad del pistón cambia o cuando las condiciones de la mezcla de gasolina o las del motor hacen que el tiempo de propagación de la explosión

cambie, ya que una explosión antes del PMS puede destruir o desgastar el motor y una explosión atrasada le resta potencia y eficiencia al motor de CI. Además, el ángulo de encendido influye considerablemente en los valores de emisión de gases de escape y el consumo de combustible del motor de CI.

Por lo tanto, en este trabajo afrontaremos la problemática de los vehículos que usan mezclas de combustibles, se desarrollara un controlador para el ajuste del ángulo de encendido del motor el cual es alimentado con una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno, para poder tener un ángulo de encendido óptimo para la quema de la mezcla de combustibles permitiendo que el motor mantenga o mejore su eficiencia, ya que al utilizar etanol e hidrógeno el riesgo de perder eficiencia incrementa, otra ventaja del uso de la mezcla de combustibles es la reducción del consumo de combustible fósil y la disminución de la emisión de gases contaminantes.

1.7. Metodología

- Revisión bibliográfica del modelado matemático de un motor de CI.
- Revisión bibliográfica del uso de múltiples combustibles en un motor de CI.
- Revisión bibliográfica del uso de controladores en un motor de CI.
- Modelado matemático de la temperatura, presión y de las dinámicas de los pistones y del cigüeñal del motor de CI.
- Diseño de una estrategia de control para la regulación del ángulo de encendido de un motor de CI.
- Simulación de la estrategia de control para la regulación del ángulo de encendido de un motor de CI.
- Implementación de la estrategia de control en el banco de pruebas del motor de CI.

1.8. Organización del documento

Este documento de tesis se encuentra dividido en cinco capítulos, a continuación se describe brevemente el contenido de cada capítulo.

En el **capítulo 2** se presenta la revisión del estado del arte sobre modelado, uso de múltiples combustible, control, sistemas de detección de fallas y control tolerante a fallas en motores de CI, además se presenta un marco teórico correspondiente al motor de CI, redes neuronales artificiales, sistemas de detección de fallas y de control tolerante a fallas.

En el **capítulo 3** se presenta el modelado matemático del motor de CI, el cual será la base para el desarrollo de este trabajo de tesis.

En el **capítulo 4** se presentan los resultados del control del ángulo de encendido, del sistema de detección de fallas y finalmente del sistema de control tolerante a fallas.

En el **capítulo 5** se presentan las conclusiones, trabajos futuros, aportaciones y productos obtenidos de este trabajo de tesis.

Capítulo 2

Estado del arte y marco teórico

En esta sección se presenta una revisión bibliográfica de distintos tópicos relacionados con los motores de CI con la finalidad de encontrar un nicho de oportunidad en el desarrollo de una estrategia de control para regular el ángulo de encendido de un motor de CI que permita incluir energías renovables como fuente de alimentación. Los tópicos que se consideraron en esta revisión bibliográfica fueron: la evolución del modelado matemático, uso de biocombustibles, técnicas de control, estrategias de detección y diagnóstico de fallas y sistemas de control tolerante a fallas. El estudio abarca desde los años 70 hasta la fecha, en la sección de modelado se realizó la clasificación de los modelos en lineal, no lineal y basados en redes neuronales, en la sección referente a los biocombustibles se consideró el uso de biocombustible puro (etanol, metanol, hidrógeno), y mezclas de estos con gasolina, finalmente en la sección de control se realizó la clasificación de los trabajos de acuerdo al tipo de control, el cual puede ser basado en modelo, basado en observadores o control inteligente, respecto a la detección de fallas y los sistemas de control tolerante a fallas se hizo una recopilación de diversas técnicas aplicadas. Así mismo se presenta un marco teórico con la finalidad de introducir los conceptos básicos sobre el funcionamiento de los motores de combustión interna.

2.1. Estado del arte

2.1.1. Modelado de motores de combustión interna

La Fig. 2.1 muestra un esquema acerca de trabajos que han realizado el modelado matemático de motores de CI.

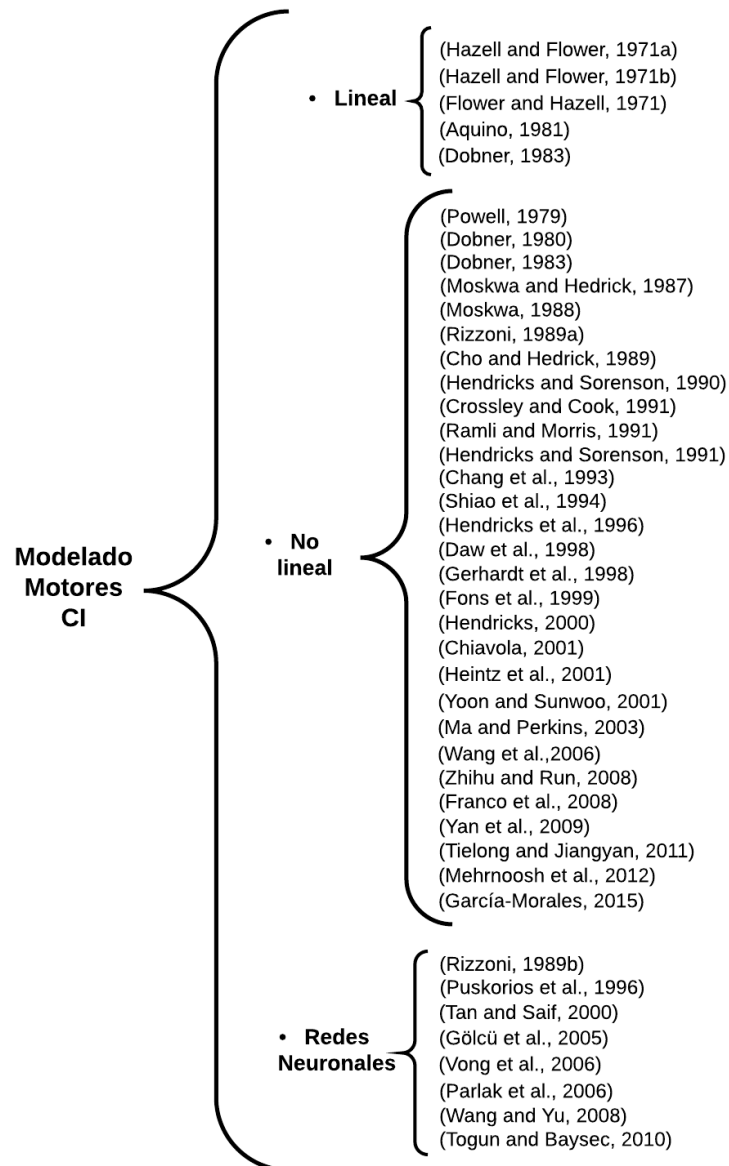


Figura 2.1: Modelado de motores de combustión interna

De la revisión de estos trabajos se concluye que la complejidad y exactitud de los modelos matemáticos de motores de CI han estado en continuo crecimiento, así como el interés en diseñar y aplicar estrategias de control que permitan un consumo óptimo

de energía no sólo para un combustible, también utilizando múltiples combustibles.

Para el desarrollo del modelado matemático que se utilizará en este trabajo se tomaron los trabajos realizados (Tielong and Jiangyan, 2011, Franco et al., 2008, Zhihu and Run, 2008, Yoon and Sunwoo, 2001, Hendricks, 2000, Hendricks et al., 1996, Chang et al., 1993, Hendricks and Sorenson, 1991, Hendricks and Sorenson, 1990a y Aquino, 1981), estos trabajos se han tomado como referencia para el desarrollo del modelado matemático del motor de CI, el cual será considerado en el presente trabajo como base para proponer una estrategia de control para el ángulo de encendido de un motor de CI.

2.1.2. Uso de múltiples combustibles en un motor de combustión interna

En la actualidad, los biocombustibles más utilizados en motores de CI son el etanol, metanol e hidrógeno. El etanol puede ser utilizado puro, es decir, como único combustible para alimentar el motor del automóvil o puede ser utilizado en mezcla con la gasolina (Yücesu et al., 2007). El etanol tiene un importante papel en la reducción del consumo del combustible fósil debido a su versatilidad, puede usarse en diferentes proporciones en el motor del automóvil, las mezclas más comunes son el E10 (10 % de etanol y 90 % de gasolina, también conocida como gasohol) y E85 (85 % de etanol y 15 % de gasolina), para el etanol puro la nomenclatura es E100 (100 % de etanol). El E100 se utiliza en motores de CI modificados, ya que puede afectar las juntas de caucho, mientras que, la mezcla de etanol-gasolina se puede utilizar en motores no modificados.

Otro combustible alternativo propuesto para reducir el consumo de la gasolina es el hidrógeno, puesto que es un elemento abundante que se obtiene a partir del agua, además, puede ser usado en ciudades energéticamente ricas o pobres (Dinga, 1989). En la siguiente figura se muestran algunos trabajos experimentales donde se utilizan biocombustibles en motores de CI.

En el presente se están realizando investigaciones utilizando la mezcla de gasolina-etanol-hidrógeno donde el hidrógeno es utilizado como aditivo. Los autores en (de Al-

meida et al., 2015) analizaron el consumo de combustible y las emisiones contaminantes de un vehículo operado con una mezcla de gasolina-etanol (E22), puro etanol e hidrógeno producido a bordo. El hidrógeno es producido por una celda hidrolítica ajustada al vehículo y se mezcla con el aire en el múltiple de admisión. Los resultados mostraron que pequeñas cantidades de hidrógeno pueden producir un funcionamiento estable del motor con una mezcla pobre de combustible y aire, por lo tanto, reducir el consumo de combustible. Las emisiones de CO_2 y CO decrecen mientras que las emisiones de NO_x incrementan ligeramente. Un análisis teórico utilizando gasolina-etanol-hidrógeno es presentado en el trabajo realizado por (García-Morales et al., 2015) donde el autor presentó resultados en simulación de la eficiencia del motor.

La Fig. 2.2 presenta una revisión bibliográfica sobre trabajos experimentales que utilizan biocombustibles.

2.1.3. Técnicas de control para la regulación aire-combustible en motores de combustión interna

La mejora de la eficiencia en la inyección de combustible del automóvil requiere el diseño de sistemas de control precisos para mantener la regulación AFR en el valor estequiométrico óptimo. Desafortunadamente, esta tarea es compleja debido a que la regulación AFR es muy sensible a pequeñas perturbaciones de los parámetros del motor. Algunos mecanismos que gobiernan el motor y el proceso de combustión son de hecho desconocidos y/o presentan fuertes no linealidades. Estas dificultades limitan la eficacia de los métodos de control tradicionales. Un controlador de inyección de combustible tiene que supervisar la relación de aire-combustible estrechamente con el fin de lograr:

- Producción de torque máximo.
- Máxima economía de combustible.
- Buenas características en los gases de emisión.

Es por ello que en esta sección se realiza una amplia revisión del estado del arte en trabajos enfocados en la regulación AFR en motores de combustión interna para tener

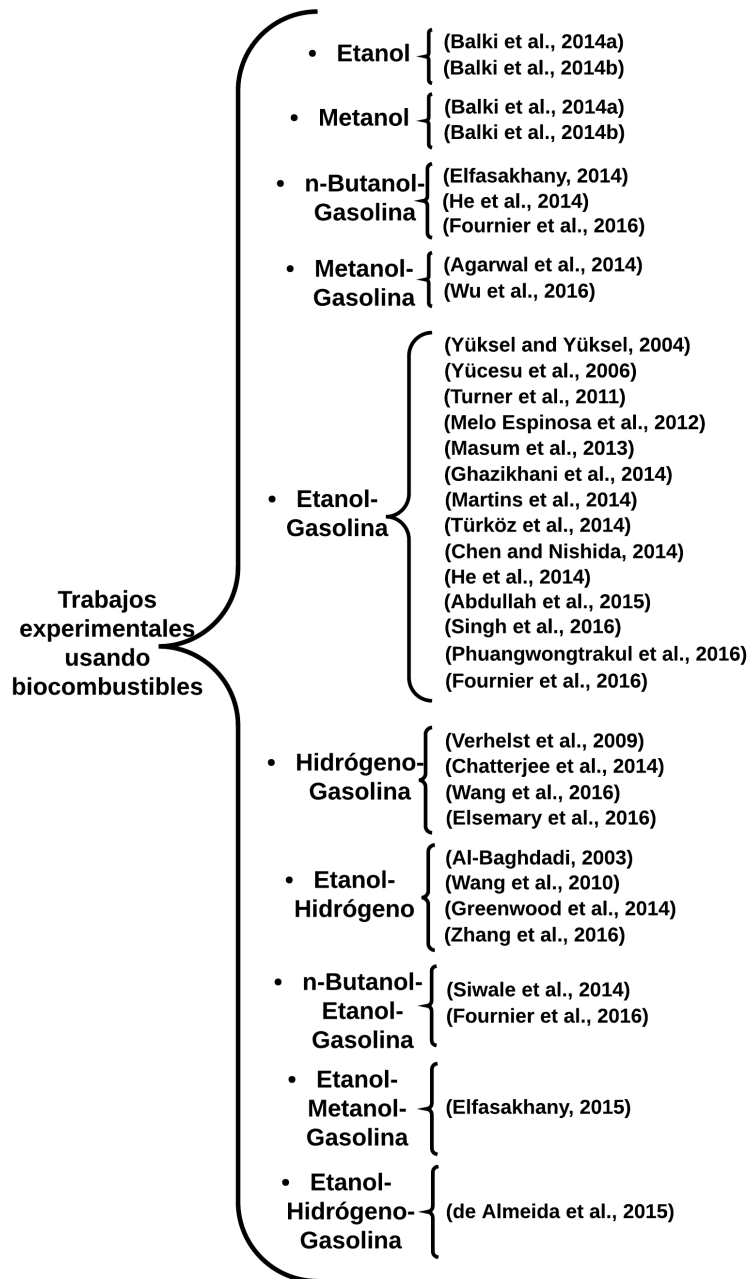


Figura 2.2: Trabajos experimentales que utilizan biocombustibles en un motor de CI.

un panorama general de lo que se ha realizado, a continuación se presentan diversos trabajos enfocados al control de la regulación AFR (ver Fig. 2.3).

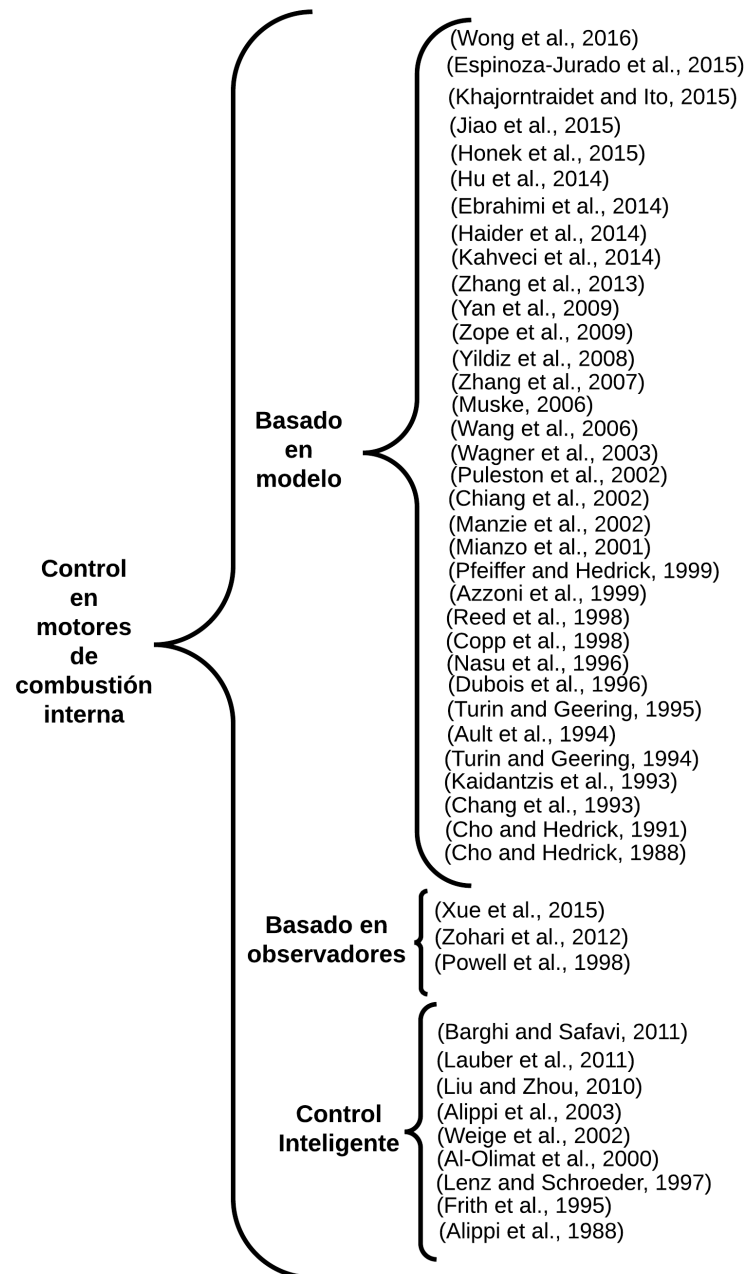


Figura 2.3: Control en la relación aire-combustible en motores de CI

2.1.4. Técnicas de control para la regulación del ángulo de encendido en motores de combustión interna

En esta sección se presentan trabajos que analizan los efectos en el desempeño del motor y en la emisión de gases contaminantes al variar el ángulo de encendido del motor de combustión interna:

En (Li et al., 2010), se estudiaron experimentalmente los efectos de los tiempos de inyección e ignición en un motor de alta compresión de encendido por chispa e inyección directa alimentado con metanol, concluyendo que si se tiene un tiempo de inyección e ignición óptimo se tiene un mejor desempeño del motor y se reduce la emisión de gases contaminantes, además de reducir el consumo de combustible.

En (Yousufuddin and Masood, 2009), se analizaron experimentalmente los efectos de los tiempos de ignición y radios de compresión en un motor de combustión interna de un solo cilindro con inyección directa alimentado con hidrógeno y etanol. Los resultados muestran que al variar los tiempos de inyección y el radio de compresión se tienen diferentes curvas de desempeño mejorando en algunos casos la eficiencia del motor, además, se aumentan o reducen los gases contaminantes.

En (Topgül et al., 2006), se estudian los efectos de usar gasolina y mezclas de gasolina con etanol en diferentes proporciones (E10, E20, E40 y E60) en un motor de combustión interna de cuatro cilindros de encendido por chispa. Los experimentos se llevaron a cabo variando la relación de compresión (8:1, 9:1 y 10:1) y variando el tiempo de ignición a una velocidad constante de 2000 rpm. Los resultados mostraron que al usar mezclas de etanol con gasolina se incrementó ligeramente el torque y se redujo la emisión de monóxido de carbono e hidrocarburos.

Continuando con la revisión bibliográfica encontramos los siguientes trabajos donde se ha realizado control en el ángulo de encendido del motor de combustión interna utilizando distintos combustibles:

En (Zhenzhong et al., 2002), se realizó un controlador mediante redes neuronales difusas para el control del tiempo de ignición y el tiempo de inyección en un motor diésel de cuatro cilindros, los resultados mostraron que el tiempo de ignición y de inyección tienen un efecto importante en el desempeño del motor.

En (Wang et al., 2001), se desarrolló un controlador basado en lógica difusa y redes neuronales para el ángulo de encendido en un motor de combustión interna de cuatro cilindros alimentado con gas natural. Se concluye que el control del ángulo de encendido del motor de combustión interna mejora el torque.

En (Wang et al., 2000), se realizó un controlador basado en lógica difusa y redes neuronales para el ángulo de encendido en un motor de combustión interna de cuatro cilindros alimentado con gas natural. Se desarrolló un sensor de presión para determinar los parámetros de combustión y realizar el control de ignición. Los resultados demuestran que se mejora el desempeño del motor.

Por otro lado en (Morales et al., 2016), se presenta una estrategia de control para mantener la relación estequiométrica en un motor de combustión interna alimentado con gasolina-etanol e hidrógeno, este último producido bajo demanda, se concluye que al controlar la producción de hidrógeno y regular la relación estequiométrica del motor se tiene un impacto favorable en el uso de la energía al reducir aproximadamente el 23 % el uso de combustibles fósiles.

Cabe mencionar que el trabajo realizado por (Morales et al., 2016) se realizó en CENIDET en el banco de pruebas que se tiene en el laboratorio, en el desarrollo de estas pruebas no se realizó ningún control en el ángulo de encendido, el ángulo de encendido se realizaba manualmente, por lo que es de vital importancia atacar este punto para tener logar un mejor funcionamiento del motor, y así poder tener un mejor desempeño.

Se concluye de esta revisión bibliográfica que el tener un ángulo de encendido óptimo es de vital importancia en el funcionamiento de un motor de combustión interna, debido a que se mejora la eficiencia del motor y se reduce la emisión de los gases contaminantes, por lo tanto se requiere de un controlador que sea rápido y que pueda mantener el ángulo de encendido óptimo en todo el rango de operación del motor, puesto que el ángulo de encendido de un motor de combustión interna depende de la velocidad, la carga y el combustible utilizado, y en vista de que no hay muchos trabajos relacionados a este tema se abre un nicho de oportunidad en el poder desarrollar un controlador para el ángulo de encendido utilizando múltiples combustibles (gasolina-etanol-hidrógeno).

2.1.5. Detección y diagnóstico de fallas en motores de combustión interna

En esta sección se realiza revisión del estado del arte en trabajos enfocados a la detección y diagnóstico de fallas en motores de CI para tener un panorama general de lo que se ha realizado, a continuación la Fig. 2.4 presenta diversos trabajos enfocados al control de la relación AFR.

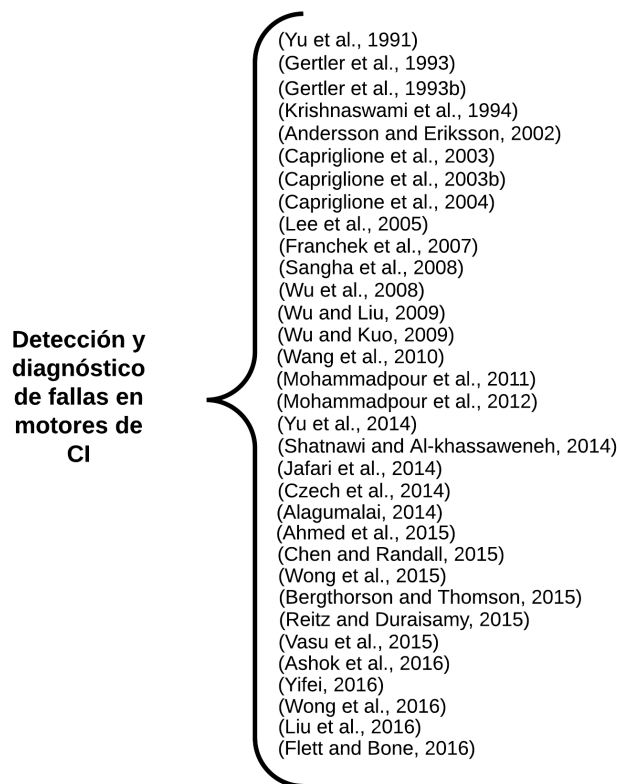


Figura 2.4: Detección y diagnóstico de fallas en motores de CI

2.1.6. Antecedentes

En CENIDET se han realizado trabajos de investigación referentes a motores de CI (Vazquez-Chagoya, 2014, García-Morales et al., 2015, Montiel-Quintero, 2016, Cervantes-Bobadilla, 2018 y Namigtle-Jiménez, 2018).

En (Vazquez-Chagoya, 2014) se estudiaron los efectos de la concentración de etanol y su estimación en un motor de CI, se desarrolló un modelo de motor de CI, se realizó

el control para la regulación AFR, finalmente se presentaron un estudio comparativo de tres estrategias de estimación de la concentración de etanol, los resultados de simulación muestran que un sensor de oxígeno de buena calidad y un controlador de retroalimentación es suficiente para mantener el rendimiento del motor.

En (García-Morales et al., 2015) se presentó el estudio de la potencia de salida de un motor de CI utilizando una mezcla de combustibles (etanol, gasolina e hidrógeno) adicionando los combustibles de forma controlada. La adición del hidrógeno se calcula de acuerdo a la eficiencia de llenado del cilindro y la mezcla etanol gasolina se inyecta de manera controlada para mantener la regulación AFR con la finalidad de disminuir el consumo de combustible fósil. Los resultados muestran la efectividad del método propuesto.

En (Montiel-Quintero, 2016) se presentó el diseño de un esquema de detección y aislamiento de Fallas (FDI *por sus siglas en inglés Fault Detection and Isolation*) en actuadores aplicado a un sistema electrónico de inyección de combustible (EFI *por sus siglas en inglés Electronic Fuel Injection*) de un motor de CI en un banco de pruebas. El esquema de detección y aislamiento de fallas se basa en una red neuronal utilizada para clasificación. Los resultados mostraron la efectividad del método propuesto.

En (Cervantes-Bobadilla, 2018) se propone un esquema para el desarrollo del modelo y control de un electrolizador alcalino para producir gas hidrógeno sobre demanda para alimentar un motor de combustión interna. Los resultados mostraron la efectividad del método propuesto.

En (Namigtle-Jiménez, 2018) se propone una metodología para el diseño de un esquema de detección y diagnóstico de fallas capaz de estimar e identificar fallas en los inyectores de un motor de combustión interna. Se propone una solución mediante el empleo de un esquema de detección y diagnóstico de fallas basado en identificación de señales empleando redes neuronales artificiales para clasificar las fallas. Los resultados demostraron la efectividad del método propuesto.

2.1.7. Conclusiones de la revisión del estado del arte

En los últimos años la precisión de los modelos matemáticos ha incrementado debido a diversos factores como lo son mejores procesadores en las computadoras y nuevas

técnicas de estimación.

Sobre los biocombustibles se sabe que son un tema nuevo, el interés en los biocombustibles ha aumentado debido a los problemas de contaminación originado por los combustibles fósiles. En esta revisión se ha podido apreciar que muchos estudios se han aplicado en trabajos de investigación realizados considerando los biocombustibles, como el etanol, como combustible alternativo, sin embargo otros estudios se han hecho con diferentes tipos de biocombustibles como el metanol, N-butanol, hidrógeno o mezclas diferentes de estos biocombustibles para determinar su impacto en la mejora de la eficiencia del motor y en la reducción de emisiones de gases nocivos.

Respecto al uso de biocombustibles (gasolina-etanol), en la mayoría de los casos, los autores coinciden en que las emisiones de HC , CO , NO_x disminuyen y también las emisiones de CO_2 , mientras que las eficiencias térmicas y de combustión aumentan. Se obtuvieron resultados similares mediante el uso de una mezcla etanol-metanol-gasolina. Respecto a los trabajos que utilizaron mezclas metanol-gasolina se obtuvo un incremento de la eficiencia volumétrica. Sin embargo, el uso de la mezcla de n-butanol-etanol tuvo diferentes resultados, con varias variables como el par, la eficiencia volumétrica y la disminución de potencia, así como las emisiones de CO , CO_2 y UHC . Los resultados informados sobre el uso de hidrógeno concluyen que las energías térmicas y de motores de combustión aumentan, así como las emisiones de NO_x , pero las emisiones de CO_2 y CO disminuyen.

De acuerdo con la evolución del uso de combustibles en los motores CI, la teoría de control aplicada en estos dispositivos también ha evolucionado. En esta revisión se observó que el mayor esfuerzo fue hecho en el diseño controles basados en modelos en comparación con el desarrollo de controles basados en observadores o inteligentes, por lo que existe un área de oportunidad para diseñar controladores basados en observadores y/o controladores inteligentes.

Sobre los sistemas de supervisión se han desarrollado varios trabajos de diagnóstico de fallas para detectar fallas de sensores o equipos en motores CI. Varios trabajos utilizaron estrategias basadas en redes neuronales para detectar fallas, con excelentes resultados en la mayoría de los casos. Sobre trabajos futuros aplicados a sistemas de supervisión de diseño pueden tener un enfoque basado en modelos de sistemas tolerantes

a fallos de tal manera que estos no han sido estudiados exhaustivamente en la literatura.

2.2. Marco teórico

2.2.1. Motor de combustión interna

El motor de CI es un motor endotérmico basado en el mecanismo pistón-biela-manivela, conocido como tren alternativo, y que nace a finales del siglo XIX como alternativa a las máquinas de vapor para propulsar vehículos ligeros de transporte terrestre, sustituyendo a los carruajes y, en definitiva, la tracción animal.

Los criterios básicos de funcionamiento de este tipo de motores a partir de cuatro reflexiones esenciales:

- La relación superficie/volumen del recinto de combustión debe ser mínima.
- El proceso de expansión debe realizarse a velocidad máxima.
- La expansión debe ser máxima.
- En el momento de iniciarse la expansión, la presión debe ser la máxima.

Los motores de CI han estado en constante evolución, se han ido construyendo motores más ligeros, de mucha mayor durabilidad y fiabilidad, con menor mantenimiento y mejor rendimiento. Pero hasta el día de hoy un motor de gasolina de ciclo Otto viene a tener una eficiencia de entre el 20 y el 30 %, en el mejor de los casos.

Es por ello que en la actualidad se han venido buscando nuevas alternativas para sustituir a la gasolina, dos de los combustibles alternativos más utilizados son el etanol y el hidrógeno, debido a sus ventajas estos combustibles ofrecen la capacidad de mejorar la eficiencia de un motor de combustión interna, se pueden utilizar puros o mezclas de estos.

Un motor de CI es una máquina que transforma la energía calórica proveniente de los combustibles en energía mecánica encargada de generar el movimiento de los elementos del motor (Heywood, 1988).

2.2.2. Proceso de combustión

Dependiendo el proceso de combustión los motores de CI se clasifican en motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

Motores de encendido provocado

La característica fundamental de este motor es que el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, que en motores modernos se consigue al generar una chispa entre los dos electrodos de una bujía. El instante en el que se debe generar una chispa deberá ser el adecuado para conseguir que el proceso de combustión sea lo más eficiente posible.

Otro nombre que reciben estos motores son: motor de explosión, motor de encendido por chispa y motor Otto.

Motores de encendido por compresión

En estos motores la combustión se inicia mediante un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible al conseguirse temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión. Para controlar de modo aproximado el instante de encendido, durante el proceso de admisión se introduce solamente aire y el combustible se inyecta hacia el final de la carrera de compresión, cuando el aire alcanza niveles de temperatura altos para producir el autoencendido. El nombre más extendido para el MEC es el de motor Diesel, en honor al ingeniero alemán que lo inventó. A principios de este siglo se han estudiado y desarrollado prototipos de motores en los que el encendido se hace por compresión, como en los MEC, pero en los que el aire y el combustible se encuentran en mezcla homogénea antes del inicio de la combustión (como en los MEP). Estos motores pueden emplear combustibles típicos de los MEC o de los MEP, y reciben nombre como motores HCCI (*por sus siglas en inglés Homogeneous Charge Compression Ignition*) o CAI (*por sus siglas en inglés Controlled Auto-Ignition*) cuando derivan de un MEC o de un MEP respectivamente.

2.2.3. Ciclo de trabajo

Según el ciclo de trabajo los motores se pueden clasificar en motores de cuatro tiempos (4T) y motores de (2T). Las diferencias entre estos dos tipos de motores tienen que ver básicamente con el proceso de renovación de carga, es decir, escape y admisión.

Motores de cuatro tiempos

En estos motores el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal o, lo que es lo mismo, en cuatro carreras del émbolo.

El funcionamiento de un motor de CI se basa en la compresión de una mezcla aire-combustible en cuatro tiempos a la cual se le denomina ciclo Otto, este ciclo comprende las fases de admisión, compresión, expansión y escape (ver Fig. 2.5).

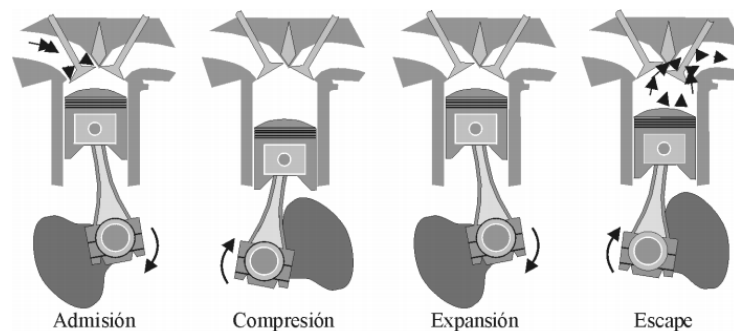


Figura 2.5: Ciclo Otto

Los procesos que tienen lugar son:

- **Admisión (1ra carrera):** con las válvulas de admisión abiertas y las de escape cerradas, el émbolo se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI). Debido a esto se crea en el interior del cilindro una pequeña depresión, suficiente para inducir la entrada de gases a través del conducto de admisión. Estos gases serán aire o una mezcla de aire y combustible. Cuando el émbolo llega al PMI las válvulas de admisión se cierran y comienza la siguiente fase.
- **Compresión (2da carrera):** con las válvulas de admisión y escape cerradas el émbolo se desplaza desde el PMI hacia el PMS comprimiendo el fluido contenido

en el cilindro. En las cercanías del PMS se produce el salto de chispa.

- **Expansión (3ra carrera):** la combustión, entre otros efectos, produce un aumento de presión de los gases contenidos en el cilindro, empujando el émbolo, que se desplaza desde el PMS hacia el PMI. Este desplazamiento es el único del que se obtiene trabajo.
- **Escape (4ta carrera):** en el PMI se abre la válvula de escape y el émbolo comienza a desplazarse hacia el PMS expulsando los gases quemados hacia el exterior del cilindro. Cuando el émbolo llega al PMS se cierra la válvula de escape y se inicia un nuevo ciclo.

2.2.4. Número y disposición de los cilindros

En un motor, una vez fijado el tamaño de cada cilindro (cilindrada unitaria), el número de cilindros viene determinado entre otros factores por la potencia deseada. Es decir, cuanto mayor sea el número de cilindros de un motor, mejor será su regularidad de marcha. Su número puede variar desde uno (motor monocilíndrico) a varias decenas, como en el caso de motores aeronáuticos (Lycoming R-7755 de 36 cilindros) o marinos (Zvezda M-507A de 112 cilindros).

Estos cilindros se pueden agrupar de diferentes formas y orientaciones, siendo en este caso el espacio ocupado por el motor el factor fundamental en su elección. Algunas de las configuraciones más utilizadas son (ver Fig. 2.6):

- **En línea:** los cilindros van uno a continuación del otro.
- **En V:** se sitúan los cilindros en dos grupos formando un ángulo de 90° entre estos. Hay un bloque y dos culatas, una para cada grupo de cilindros.
- **En V estrecha:** como el anterior con la particularidad de que el ángulo entre los grupos de cilindros es muy cerrado, lo que permite utilizar una culata para todos los cilindros.
- **Horizontales opuestos:** están los cilindros horizontales y enfrentados en grupos de dos. Hay dos culatas, una para cada grupo de cilindros horizontales

Tabla 2.1: Aplicación, fase y origen de diversos combustibles.

Combustible	Tipo de combustible		Fase del combustible		Origen del combustible	
	MEP	MEC	Líquido	Gas	Fósil	Otros
Gasolina	•		•		•	
Etanol	•		•			•
Metanol	•		•		•	•
MTBE (metil terciario butil éter)	•		•		•	•
ETBE (etil terciario butil éter)	•		•			•
Gas natural	•		•	•	•	
Gas licuado de petróleo	•		•		•	
Hidrógeno	•		•	•	•	•
Diesel		•	•		•	
Biodiesel		•	•			•
GTL (gas to liquid)		•	•		•	
CTL (coal to liquid)		•	•		•	
BTL (biomass to liquid)		•	•			•
DME (bio dimetil éter)		•	•		•	•
Biogas (BG)	•		•	•		•

- **Radial o estrella:** los cilindros van ubicados radialmente respecto del cigüeñal, formando una estrella como en la figura.

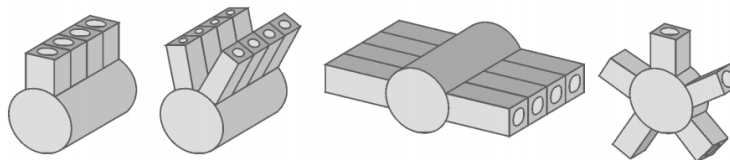


Figura 2.6: Configuraciones de los cilindros en un motor de CI

2.2.5. Tipo de combustible

Una ventaja ya comentada de los motores de CI es que pueden utilizar combustibles con diferentes composiciones y en diferentes fases (líquidos y gaseosos).

Los combustibles han ido evolucionando de forma continua, adaptándose a la tecnología utilizada y a otros factores como lo son las normativas sobre emisiones contaminantes. Entre las características que se exigen a un combustible se pueden citar: un alto poder calorífico, facilitar el arranque del motor en cualquier condición, baja emisión de contaminantes, etc.

2.2.6. Principales campos de aplicación

Desde su invención, y debido a las características antes mencionadas, los motores de CI han desempeñado un papel primordial en el desarrollo del transporte de superficie tanto terrestre como marítimo, y en la generación de energía. Las aplicaciones más importantes son:

- Transporte terrestre.
 - Transporte por carretera (automóviles, camiones, autobuses, motocicletas, etc).
 - Maquinaria de obras públicas.
 - Maquinaria agrícola (tractores, cosechadoras, motobombas, etc).
 - ferrocarriles.
- Propulsión marina.
- Propulsión aérea.
- Aplicaciones estacionarias.
 - Plantas de generación de energía.
 - Accionamiento industrial (bombas, compresores, etc)

2.3. Detección y aislamiento de Fallas

Una falla se define como cualquier tipo de mal funcionamiento en un sistema dinámico real (la planta), que conduce hacia una anomalía inaceptable en el comportamiento total del sistema. Dichas anomalías pueden ocurrir en: sensores, actuadores o el equipo.

La temprana detección de fallas puede ayudar a prevenir averías en equipos y catástrofes en las plantas. Es decir, permite planear las acciones de mantenimiento requeridas y disminuir el número de paros de emergencia de un proceso, los cuales son usualmente muy costosos.

El diagnóstico de fallas en un proceso dinámico, es una técnica encargada de detectar la presencia de fallas o comportamientos anormales en el proceso. También se encarga de identificar y localizar el componente o la causa que originó dicha anomalía.

Los objetivos de la detección y el diagnóstico de fallas son (Puig et al., 2004):

- **Detección de la falla:** es la determinación de la presencia de fallas en el sistema así como el instante de su aparición.
- **Localización de la falla:** determinación del tipo, localización e instante de detección de una falla. Se realiza después de la etapa de detección.
- **Estimación de la falla:** determinación del tamaño y comportamiento de la falla durante el tiempo.

De igual manera, se encuentra que las fallas se clasifican en tres clases (Höfling e Isermann, 1996):

- **Fallas de medición aditivas:** son discrepancias entre los valores reales y medidos de las entradas y salidas de la planta. Dichas fallas describen bien las desviaciones en las mediciones proporcionadas por los sensores, también pueden usarse para describir un mal funcionamiento en los actuadores.
- **Fallas de proceso aditivas:** son perturbaciones (entradas no medidas) actuando sobre la planta, las cuales causan una desviación en las salidas independientes de las entradas medidas.
- **Fallas de proceso multiplicativas:** son cambios (abruptos o graduales) de los parámetros de la planta. Tales fallas describen adecuadamente el deterioro del equipo de la planta.

El uso de una técnica de detección y diagnóstico de fallas para un proceso en particular, depende tanto de las características de dicho proceso como de las preferencias o necesidades del usuario. De acuerdo al tipo de falla los esquemas de diagnóstico se clasifican en (Zhang y Jiang, 2008):

- **Diagnóstico de falla en sensores** (IFD por sus siglas en inglés-Instrument Fault Detection)
- **Diagnóstico de falla en actuadores** (AFD por sus siglas en inglés-Actuator Fault Detection)
- **Diagnóstico de falla en componentes** (CFD por sus siglas en inglés-Component Fault Detection)

A grandes rasgos, los esquemas de detección y diagnóstico de fallas pueden realizarse empleando ya sea redundancia material o redundancia analítica estos conceptos se describen a continuación:

- **Redundancia material:** el enfoque tradicional de diagnóstico de fallas, hablando en un contexto amplio, se basa en métodos de redundancia física o de hardware, los cuales emplean múltiples sensores, actuadores, componentes de medición y control de una variable en particular. El mayor problema de este método es el costo de mantenimiento y del equipo adicional, así como el espacio requerido para dichos instrumentos (Höfling e Isermann, 1996).
- **Redundancia analítica:** este esquema se basa en la diferencia generada por la comparación de valores disímiles medidos; esta diferencia se llama señal de residuo o síntoma. La mayor ventaja de un enfoque basado en modelos es que no requiere hardware adicional para realizar la detección de fallas y puede implementarse vía software, en un proceso controlado por computadora. La redundancia analítica que hace uso de un modelo matemático del sistema bajo investigación es referida frecuentemente como un enfoque basado en modelos.

De estas dos opciones, la redundancia analítica (basada en modelos) ha sido ampliamente usada en aplicaciones de sistemas industriales, ya que representa, dada la complejidad de los procesos analizados, un ahorro económico y de recursos durante el proceso de detección de fallas (Chen y Patton, 2012).

La figura (2.7) presenta la estructura general del esquema de diagnóstico y detección de fallas basado en modelo, el cual está compuesto por tres etapas: el modelado, la detección de fallas y el diagnóstico de fallas.

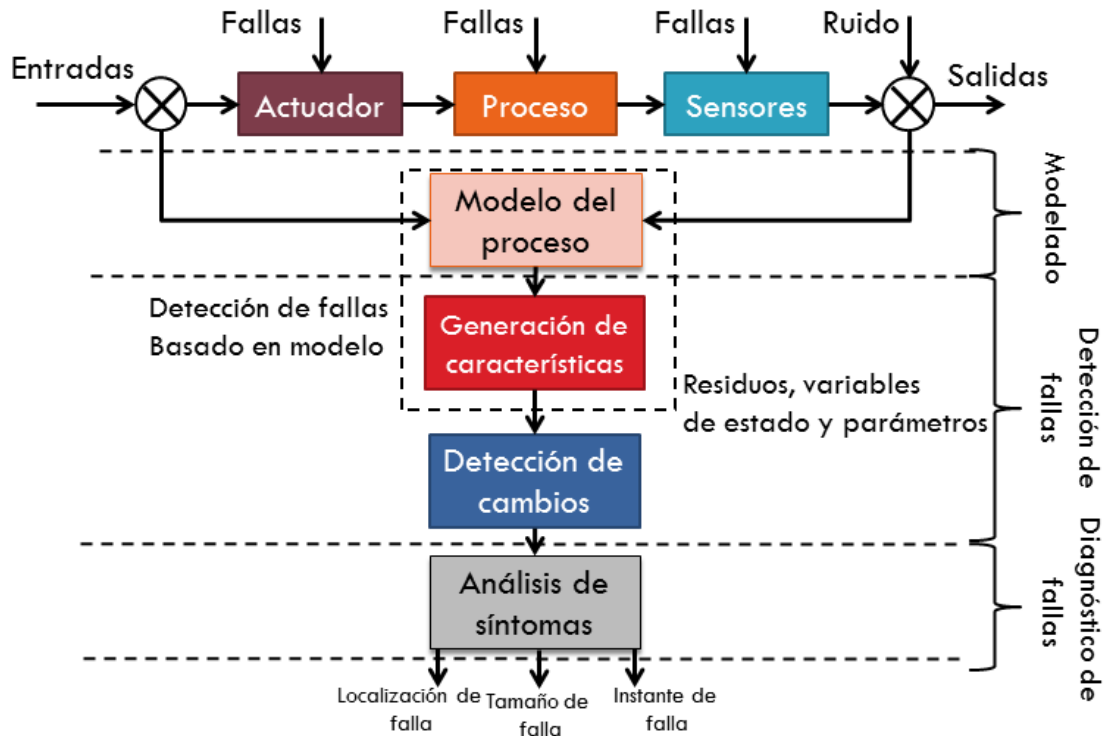


Figura 2.7: Estructura general de un sistema de diagnóstico y detección de fallas basado en modelo.

La metodología para evaluar la consistencia del sistema mediante modelos matemáticos puede dividirse en los siguientes pasos:

- **Generación de residuos:** consiste en obtener señales que contienen información únicamente de las fallas. Estas señales se llaman residuos. En el caso ideal los residuos son cero cuando no hay fallas y difieren de cero en presencia de falla.
- **Evaluación de residuos:** consiste en extraer la información contenida en los residuos obteniendo síntomas. La evaluación proporciona información específica de la falla (tiempo de ocurrencia y elemento afectado).
- **Decisión:** Con base en los síntomas obtenidos (que forman la firma de coherencia) se realiza una comparación con un patrón conocido (firma de referencia) para determinar si la falla existe o no y sus características.

Las técnicas de generación de residuos basados en modelos son:

- Estimación de estados (García y Frank, 1997).
- Estimación de parámetros (Höfling e Isermann, 1996).
- Estimación conjunta de estados y de parámetros (Zhang y Jiang, 2008).
- Ecuaciones de paridad (Gertler, 1998).

2.4. Sistemas de control tolerante a fallas

En la bibliografía se consideran dos tipos de control tolerante a fallas (Puig et al., 2004): el control tolerante pasivo y el control tolerante activo. El primero de ellos consiste en un diseño robusto del sistema de control realimentado para hacerlo inmune a determinadas fallas (Patton, 1997). La tolerancia, en este caso, se basa en el diseño del controlador para que sea insensible (robusto) a un conjunto restringido de fallas. Las fallas son consideradas en la etapa de diseño del controlador y se diseña una única ley de control (funcionamiento normal o en falla), mientras que el control tolerante a fallas activo consiste en el diagnóstico en línea de la falla, es decir, en determinar el componente averiado, el tipo de avería, su tamaño e instante de aparición y, a partir de dicha información, activar algún mecanismo de acomodación del mismo o de reconfiguración del control o incluso dependiendo de la gravedad, el paro del sistema, se realiza la toma de decisiones en tiempo real, así como la reconfiguración del controlador o acomodación de la falla.

La arquitectura general de un sistema de control tolerante a fallas activo se muestra en la figura (2.8) y tiene dos bloques elementales que se describen a continuación:

Detección y diagnóstico de fallas: mediante la evaluación de la consistencia de las mediciones de las entradas y las salidas, respecto a un modelo, se detectan e identifican las fallas, de una manera lo suficientemente precisa.

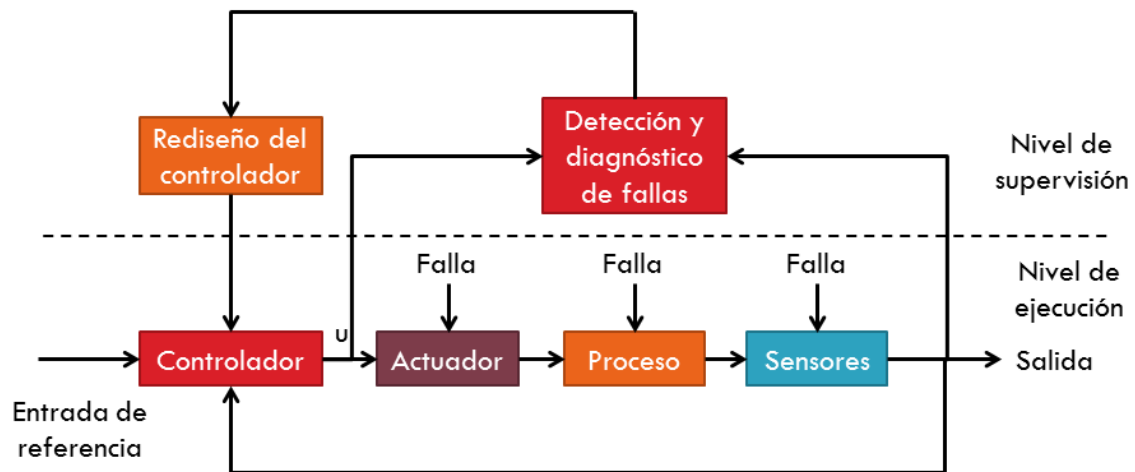


Figura 2.8: Estructura general de un sistema de control tolerante a fallas (Patton, 1997).

Rediseño del controlador: utilizando la información del bloque de detección y diagnóstico, se ajusta el controlador ante la situación de un sistema con presencia de fallas. El rediseño del controlador, puede resultar en nuevos parámetros para el controlador o en un nuevo controlador. Entonces, el anterior y el nuevo controlador pueden, no sólo diferir en los parámetros, sino en las señales de entrada y salida que utilizan.

Se pueden distinguir dos métodos de rediseño del controlador: la acomodación de la falla y la reconfiguración, los cuales se describen a continuación.

2.4.1. Acomodación de la falla

La Figura (2.9) muestra el esquema para la acomodación de una falla, en este esquema se realiza una acción correctiva (basada en el cambio de operación del sistema) que evita que una cierta falla desemboque en un efecto final no deseado, es decir, se produce un cambio en los parámetros del controlador o en su estructura para evitar los efectos de una falla. Las entradas y/o salidas del controlador continúan siendo las mismas.

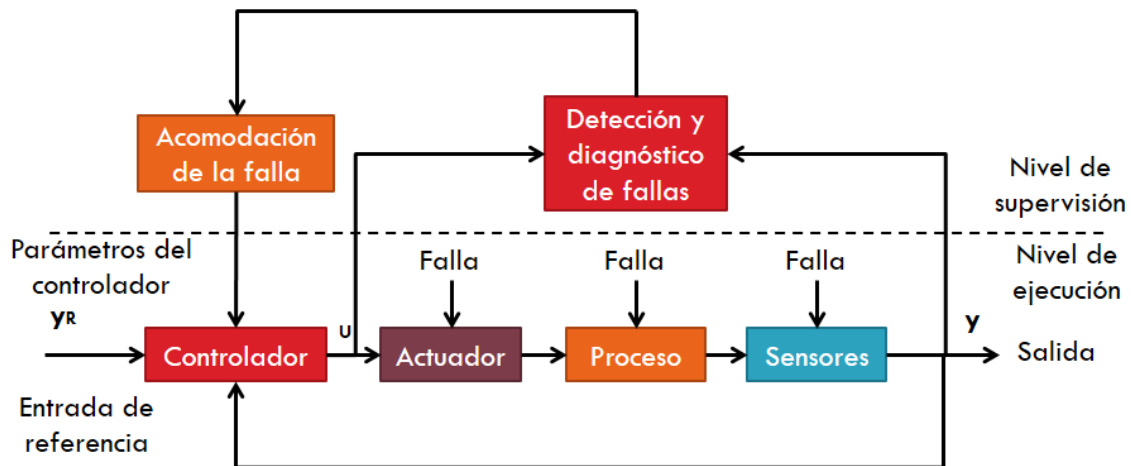


Figura 2.9: Esquema de acomodación de la falla.

2.4.2. Reconfiguración de la falla

Si la acomodación de la falla es imposible, el lazo de control debe ser reconfigurado por completo, esto incluye la formulación en línea de un nuevo control, donde señales alternativas de entrada y salida pueden ser utilizadas. La selección de estas señales depende de la existencia de fallas. La Fig. (2.10) muestra un esquema general sobre reconfiguración, la cual es necesaria luego de la ocurrencia de diversas fallas que provoquen serios cambios estructurales en la dinámica de la planta como:

- **Falla en sensores:** se rompe el lazo entre la planta y el controlador, esto hace a la planta parcialmente inobservable, nuevas mediciones se deben utilizar para resolver la tarea de control.
- **Falla en actuadores:** estas perturban la operación de la planta, volviéndola parcialmente incontrolable, son necesarios nuevos actuadores.
- **Falla en la planta:** cambios en el comportamiento dinámico del proceso, si estos no pueden ser tolerados por cualquier ley de control, es necesario una reconfiguración del controlador.

La reconfiguración debe cumplir con ciertas restricciones:

- La reconfiguración del control debe hacerse en tiempo real.

- El proceso de diseño debe ser completamente automático.
- Los métodos utilizados deben garantizar una solución al problema de diseño, incluso si el desempeño no es óptimo.

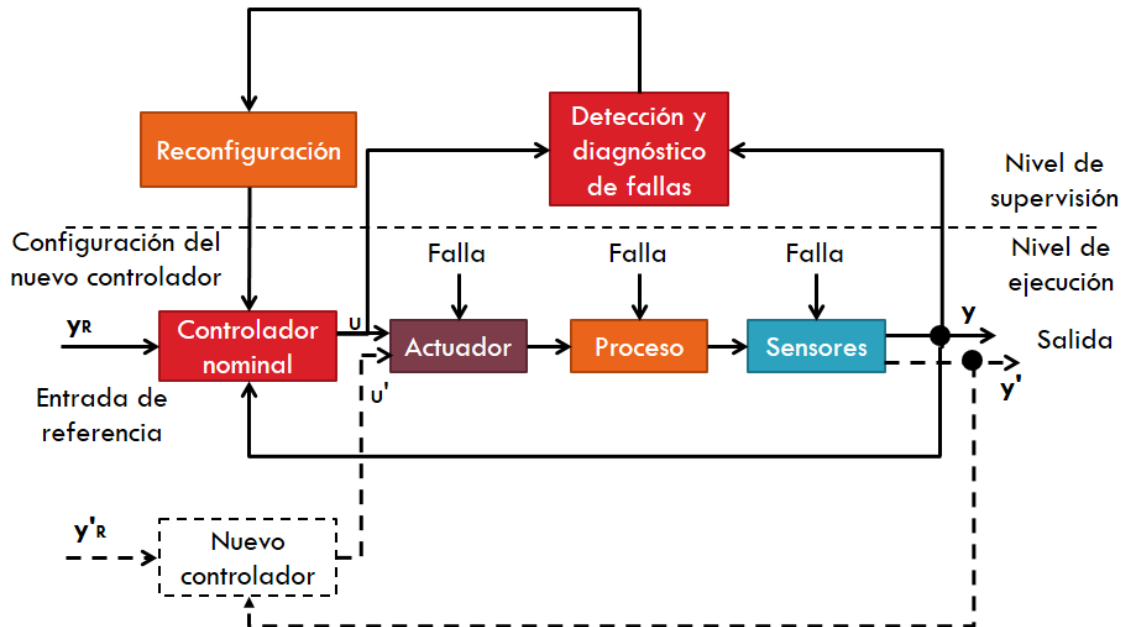


Figura 2.10: Esquema de la reconfiguración de una falla.

Relacionando la seguridad y la tolerancia a fallas en la región de desempeño requerido, un control permite mantener al sistema operando de manera nominal a pesar de las perturbaciones e incertidumbres del modelo utilizado para su diseño, pero lo sigue haciendo aun cuando pequeñas fallas ocurren, sin ser su principal objetivo. En este caso el controlador “oculta” los efectos de las fallas, dificultando la labor de detección (Zhang y Jiang, 2008).

La región de desempeño degradado muestra dónde el sistema fallado se puede establecer, aunque se tenga una funcionalidad reducida. El sistema tolerante a fallas debe ser capaz de iniciar alguna acción de recuperación para prevenir una degradación mayor, hacia las regiones de desempeño inaceptable o de peligro, regresando el sistema a la región de desempeño requerido. En esta región el sistema de supervisión se encarga del diagnóstico de la falla y ajusta al controlador o al sistema para compensar las fallas.

Para evitar una degradación o daño mayor en el equipo y los usuarios, las fallas deben ser localizadas de manera rápida y realizar una acción para detener su propagación mediante otros elementos de decisión y control cuyo objetivo es hacer un sistema tolerante a fallas, con el cual el sistema es capaz de recuperar su operación luego de la ocurrencia de falla, con algún periodo de desempeño degradado, donde el algoritmo permite adaptar el sistema a la falla para recuperar su desempeño requerido.

Los elementos que debe tener un sistema de control tolerante a fallas son los siguientes:

- **Seguridad:** un sistema de seguridad, es una parte del equipamiento de control que protege al sistema de un daño permanente. Habilita un control que apaga el proceso, utilizando la información de señales críticas, se activan actuadores que detienen el proceso si cierta condición es alcanzada, se le denomina sistema a prueba de fallas.
- **Disponibilidad:** es la probabilidad de que un sistema se encuentre operacional cuando sea necesario. Contrario a la fiabilidad, éste depende de las políticas de mantenimiento.
- **Fiabilidad:** es la probabilidad de que el desempeño de un sistema se mantenga de manera requerida por un periodo de tiempo bajo condiciones normales.
- **Confiabilidad:** es la unión de los tres anteriores, ya que un sistema confiable es un sistema a prueba de fallas con alta disponibilidad y confiabilidad.

Un sistema de control tolerante a fallas es un sistema que posee la habilidad de mantener la estabilidad del sistema y un desempeño aceptable en presencia de fallas.

2.5. Redes neuronales artificiales

2.5.1. Perceptrón

Un modelo de red neuronal artificial (ANN, *por sus siglas en inglés Artificial Neural Network*) clásico es el perceptrón (Fig.2.11).

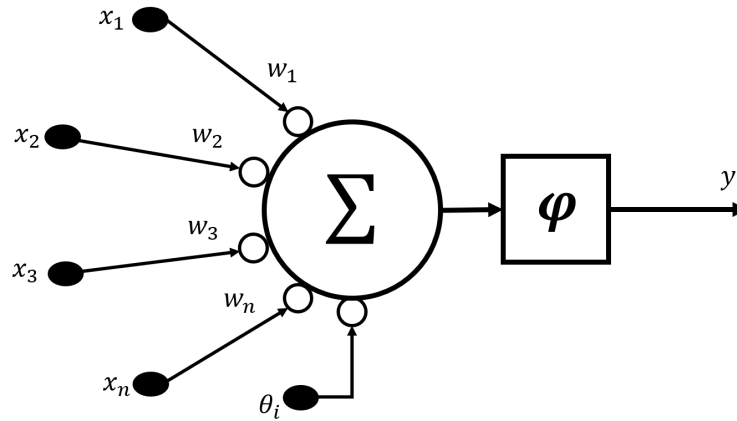


Figura 2.11: Perceptrón

x_1, x_2, \dots, x_n son las señales de entrada. w_1, w_2, \dots, w_n son los pesos sinápticos de la señal correspondiente. Y finalmente, θ es el bias, que es otro factor asociado al almacenamiento de información. En otras palabras, la información de la red neuronal se almacena en forma de pesos y bias.

La señal de entrada desde el exterior se multiplica por el peso antes de que llegue al nodo. Una vez que las señales ponderadas se recopilan en el nodo, estos valores se agregan como la suma ponderada. La suma ponderada se calcula de la siguiente manera:

$$v = (w_1 \times x_1) + (w_2 \times x_2) + \dots + (w_n \times x_n) + \theta_i \quad (2.1)$$

La ecuación de la suma ponderada se puede escribir como:

$$v = wx + b \quad (2.2)$$

Finalmente, el nodo ingresa la suma ponderada en la función de activación y produce su salida. La función de activación determina el comportamiento del nodo.

$$y = \varphi(v) \quad (2.3)$$

$\varphi(\cdot)$ es la función de activación.

2.5.2. Perceptrón multicapa

El perceptrón multicapa es una red neuronal artificial formada por múltiples capas, esto le permite resolver problemas que no son linealmente separables, lo cual es la principal limitación del perceptrón.

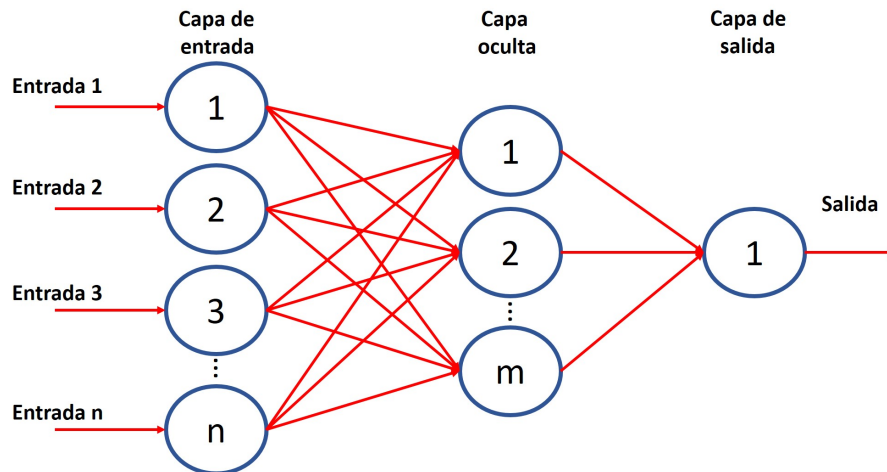


Figura 2.12: Esquema básico de una ANN.

Las capas pueden clasificarse en tres tipos:

- **Capa de entrada:** Constituida por aquellas neuronas que introducen los patrones de entrada en la red. En estas neuronas no se produce procesamiento.
- **Capas ocultas:** Formada por aquellas neuronas cuyas entradas provienen de capas anteriores y cuyas salidas pasan a neuronas de capas posteriores.
- **Capa de salida:** Neuronas cuyos valores de salida se corresponden con las salidas de toda la red.

La propagación hacia atrás (también conocido como retropropagación del error o regla delta generalizada), es un algoritmo utilizado en el entrenamiento de estas redes.

2.5.3. Entrenamiento de la ANN (Propagación hacia atrás)

El método utilizado para entrenar la ANN es el backpropagation, como se sabe los datos de entrada de la red neuronal viajan a través de la capa de entrada, la capa oculta y la capa de salida. Por el contrario, en el algoritmo de backpropagation, el

error de salida comienza desde la capa de salida y se desplaza hacia atrás hasta que llega a la capa oculta y así sucesivamente. Este proceso se llama propagación hacia atrás, ya que se asemeja a un error de salida que se propaga hacia atrás. Incluso en la propagación hacia atrás, la señal todavía fluye a través de las líneas de conexión y los pesos se multiplican. La única diferencia es que las señales de entrada y salida fluyen en direcciones opuestas.

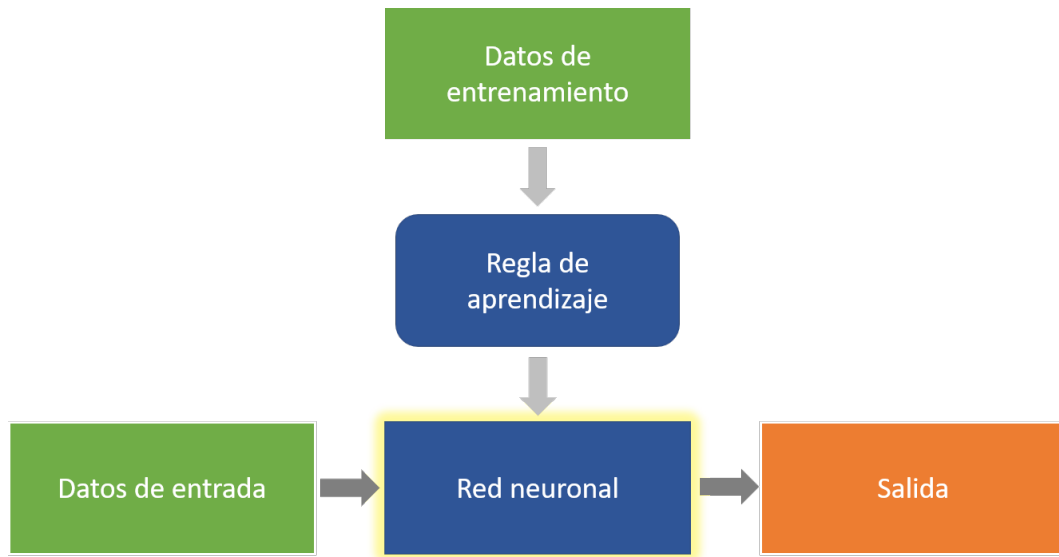


Figura 2.13: Relación entre aprendizaje automático y la ANN.

El algoritmo de propagación hacia atrás busca el valor mínimo de la función de error utilizando una técnica llamada regla delta o gradiente descendente.

La regla delta es expresada en la ecuación (2.4) :

$$w_{ij} \leftarrow w_{ij} + \alpha \delta_i x_i \quad (2.4)$$

donde

$$\delta_i = \varphi'(v_i) e_i \quad (2.5)$$

donde

e_i es el error del nodo de salida i , v_i es la suma ponderada del nodo de salida i y φ' es la derivada de la función de activación φ del nodo de salida i .

Ahora, podemos derivar la regla delta con la función sigmoide, que se usa amplia-

mente como una función de activación. La función sigmoide se define como se muestra en la Fig. (2.14).

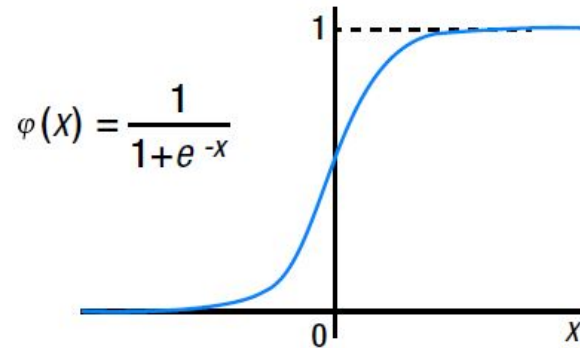


Figura 2.14: Función sigmoide.

Necesitamos la derivada de esa función, la cual está dada por:

$$\varphi'(x) = \varphi(x)(1 - \varphi(x)) \quad (2.6)$$

Sustituyendo esta derivada en la ecuación (2.5) se obtiene δ_i como:

$$\delta_i = \varphi'(v_i)e_i = \varphi(v_i)(1 - \varphi(v_i))e_i \quad (2.7)$$

De nuevo, al insertar esta ecuación dentro de la ecuación (2.4), se obtiene la regla delta para la función sigmoide como:

$$w_{ij} \leftarrow w_{ij} + \alpha \varphi(v_i)(1 - \varphi(v_i))e_i x_j \quad (2.8)$$

Capítulo 3

Modelado matemático

El modelo matemático usado en este trabajo se parametrizo usando datos experimentales de un motor de CI Nissan.

En los trabajos desarrollados por (Mashadi (2012), Tielong and Jiangyan, 2011, Shen and Zhang, 2011, Guzzella and Onder (2009), Franco et al., 2008, Zhihu and Run, 2008, Yoon and Sunwoo, 2001, Nevot Cercós, 2000, Hendricks, 2000, Hendricks et al., 1996, Chang et al., 1993, Hendricks and Sorenson, 1991, Hendricks and Sorenson, 1990b y Aquino, 1981) se estudiaron diferentes subsistemas para representar las principales variables de un motor de CI. Estos subsistemas son utilizados para determinar el parámetro AFR, las dinámicas del flujo de masa de aire que ingresa al motor, la inyección de combustible, la presión y temperatura dentro del múltiple de admisión. Además, del modelado matemático para determinar la temperatura y presión dentro de los cilindros, así como las dinámicas de los pistones y el cigüeñal del motor de CI.

3.0.1. Dinámicas del cuerpo de aceleración y el múltiple de admisión.

El múltiple de admisión es el conducto a través del cual accede el flujo de masa de aire a los cilindros, la estructura del múltiple de admisión se muestra en la Fig. (3.1)

El flujo de aire entra al múltiple de admisión a través del cuerpo de aceleración m_{th} y se bombea fuera del múltiple de admisión hacia los cilindros m_{li} . De acuerdo a (Powell et al., 1998), cuando no hay fugas, el flujo de aire dentro del múltiple de admisión m_{th} y

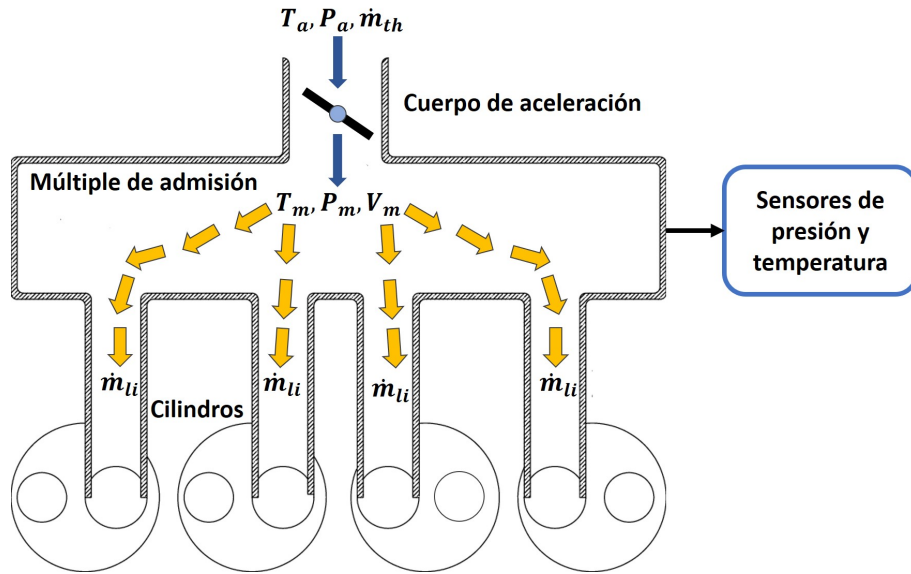


Figura 3.1: Múltiple de admisión del motor de CI.

el flujo que se introduce en los cilindros \dot{m}_{li} es idéntico solo en estado estable. El modelo del subsistema correspondiente relaciona la presión entre el cuerpo de aceleración y las válvulas de admisión de los cilindros con el flujo de aire a través del acelerador y el flujo de aire hacia los cilindros. Se supone que la presión P_m y la temperatura T_m es la misma en todo el múltiple de admisión (Karmiggelt and Veldpaus, 1998). El modelo matemático que describe la dinámica del múltiple de admisión se compone de dos ecuaciones diferenciales: una que describe la dinámica de la presión y la otra la dinámica de la temperatura. Se hace la suposición que el gas en el múltiple se comporta como un gas ideal. Por lo tanto, la ecuación de estado para el múltiple de admisión se deriva de la ley de conservación de la masa y de la ley de los gases ideales (Guzzella and Onder, 2009).

Finalmente, las siguientes ecuaciones (3.1) y (3.2) se utilizaron para representar la temperatura T_m y presión P_m dentro del múltiple de admisión:

$$\frac{dP_m}{dt} = -\frac{kR}{V_m}T_m\dot{m}_{li} + \frac{kRT_a}{V_m}\dot{m}_{th} \quad (3.1)$$

$$\frac{dT_m}{dt} = -\frac{RT_mT_a}{V_mP_m}\dot{m}_{li}(k-1) + \frac{RT_m}{V_mP_m}(kT_a - T_m)\dot{m}_{th} \quad (3.2)$$

donde P_m , T_m y V_m representan la presión, temperatura y volumen del múltiple

de admisión, T_a es la temperatura ambiente, R es la constante de los gases y k es la relación de los calores específicos.

3.0.2. Sistema de inyección de combustible

Para estimar el flujo de combustible total dentro de la cámara de combustión es necesario considerar dos variables, el flujo de la película de combustible inyectado dentro del cilindro como líquido m_{fl} y como vapor m_{fv} Aquino (1981).

$$\frac{dm_{fl}}{dt} = X m_{fi} - \frac{1}{\tau_{fl}} m_{fl} \quad (3.3)$$

$$m_{fv} = (1 - X) m_{fi} \quad (3.4)$$

$$m_f = m_{fv} + \frac{1}{\tau_{fl}} m_{fl} \quad (3.5)$$

donde $X m_{fi}$ es la tasa de combustible inyectado como película de combustible, m_f es el flujo de combustible alimentado dentro del cilindro y $\frac{1}{\tau_{fl}}$ es la fracción de combustible de la película de combustible líquido.

3.0.3. Dinámica del flujo de aire

El flujo de masa de aire que ingresa a través de la válvula de mariposa se calcula de la siguiente manera:

$$m_{at}(\alpha, \phi) = \frac{A P_a}{\sqrt{R T_a}} C_d F(\alpha) F(\phi) \quad (3.6)$$

$$\phi = \frac{P_a}{P_m} \quad (3.7)$$

$$f(\phi) \begin{cases} P_m \geq P_c, \left(\frac{P_m}{P_a}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_a}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} & P_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} P_a \\ \text{otherwise, } \frac{1}{\sqrt{2}} \end{cases} \quad (3.8)$$

Para calcular el coeficiente de descarga (Cd) y el factor de sección $F(\alpha)$ se propone una función polinomial (3.9), este polinomio representa el producto de ambos parámetros (Cd) y $F(\alpha)$.

$$\begin{aligned} CdF(\alpha) = & -6,659 \times 10^{-14}\alpha^5 + 1,197 \times 10^{-2}\alpha^4 \dots \\ & \dots - 43,219\alpha^3 + 5,794\alpha^2 - 34,102\alpha + 74,395 \end{aligned} \quad (3.9)$$

El flujo de masa de aire del puerto de admisión es calculado mediante la siguiente ecuación que se presenta en Hendricks and Sorenson (1990b):

$$m_{li} = \frac{\eta_v V n}{120 RT_m} P_m \quad (3.10)$$

donde V es el volumen de desplazamiento del cilindro, n es la velocidad del motor en rpm, η_v es la eficiencia volumétrica que mide el rendimiento de bombeo del cilindro, el puerto de entrada y la válvula.

Para calcular la eficiencia volumétrica para un motor sin carga se propone una función polinomial mostrada en (3.11).

$$\begin{aligned} a_5 &= 1,378 \times 10^{-17} \\ a_4 &= -1,039 \times 10^{-13} \\ a_3 &= 3,096 \times 10^{-10} \\ a_2 &= -4,718 \times 10^{-7} \\ a_1 &= 3,515 \times 10^{-4} \\ a_0 &= 3,526 \times 10^{-1} \\ \eta_v(n) &= a_5 n^5 + a_4 n^4 + a_3 n^3 + a_2 n^2 + a_1 n + a_0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

3.0.4. Modelado de la cámara de combustión

Las características de combustión pueden ser analizadas mediante el estudio de la presión del cilindro durante la combustión, las temperaturas, la eficiencia de combustión, el poder calorífico del combustible, la relación de compresión, entre otros.

Para calcular la temperatura máxima dentro del cilindro se debe calcular la presión correspondiente en cada etapa: admisión, compresión, expansión y escape (Mashadi, 2012).

Carrera de admisión y escape

La presión durante la carrera de admisión P_{ca} y la presión en la carrera de escape P_{ce} , se consideran iguales a la presión del múltiple de admisión P_{ma} . La temperatura de la carrera de admisión T_{ca} y la temperatura de la carrera de escape T_{ce} , serán iguales a la temperatura del múltiple de admisión T_{ma} , esto debido a que las válvulas de admisión y escape se encuentran abiertas.

Carrera de compresión

Es la carrera en la que la mezcla es comprimida y se realiza cuando el pistón realiza su carrera ascendente del PMI al PMS. La presión P_{cc} y la temperatura T_{cc} correspondientes a esta carrera están en función de la relación de compresión r_c , la presión P_{ca} y la temperatura T_{ca} de la carrera previa, para su cálculo se emplea.

$$P_{cc} = r_C^k * P_{ca} \quad (3.12)$$

$$T_{cc} = r_C^{k-1} * T_{ca} \quad (3.13)$$

Momento de encendido de la mezcla

La explosión se da unos grados antes de llegar al PMS en la carrera de compresión, para este instante P_{cc} depende de la temperatura generada por la combustión de la mezcla T_{ccexp} .

$$T_{ccexp} = T_{cc} + \frac{m_{cc} \cdot \eta_m \cdot Q_{HV}}{m_m \cdot C_p} \quad (3.14)$$

$$P_{cc} = P_{ca} \cdot \frac{T_{ccexp}}{T_{cc}} \quad (3.15)$$

donde $m_{cc}[kg]$ es la masa de combustible inyectado al cilindro, η_m es la eficiencia mecánica expresada en porcentaje, $Q_{HV}[\frac{J}{kg}]$ es el poder calorífico, $m_m[kg]$ es la masa total de mezcla y $C_p[\frac{J}{kg \cdot K}]$ es el calor específico a presión constante.

Carrera de expansión

La presión y la temperatura se calculan mediante las siguientes ecuaciones.

$$P_{ce} = r_C^k * P_{cc} \quad (3.16)$$

$$T_{ce} = r_C^{k-1} * T_{ccexp} \quad (3.17)$$

3.0.5. Fuerzas que actúan en el pistón

La presión generada por la combustión se transforma en un movimiento lineal alternativo a través del pistón y la biela (Mashadi, 2012). La cinemática de un cilindro está dada por el mecanismo de desplazamiento biela-manivela que se muestra en la figura (3.2).

El desplazamiento $x[m]$ de un pistón se puede expresar a través de la relación trigonométrica:

$$x = L - R_c \cos \theta - l \cos \beta \quad (3.18)$$

donde $L[m]$ representa la carrera del pistón, $R_c[m]$ el radio de la biela del cigüeñal y $l[m]$ la medida de la biela. La velocidad $v_p[\frac{m}{s}]$ y aceleración $a_p[\frac{m^2}{s}]$ del pistón son la primera y segunda derivada del desplazamiento x .

Derivando la ecuación (3.18) con respecto al tiempo, obtenemos la ecuación de la velocidad que se expresa como:

$$v_p = k_v \cdot R_c \cdot \omega_p \quad (3.19)$$

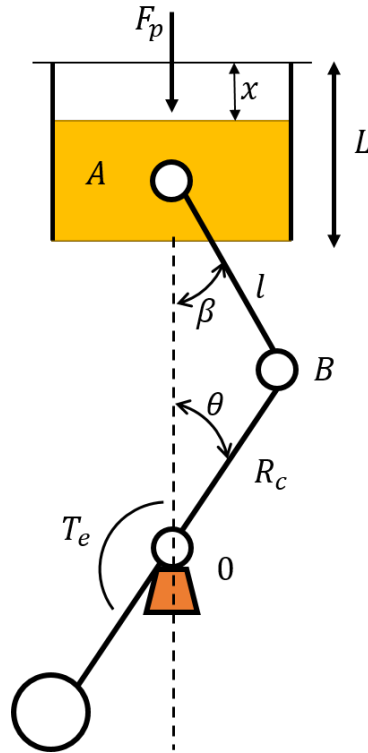


Figura 3.2: Mecanismo biela-manivela.

Para obtener la aceleración del pistón se deriva la ecuación anterior.

$$a_p = k_v \cdot R_c \cdot \alpha_p + k_a \cdot R_c \cdot \omega_p^2 \quad (3.20)$$

donde $\omega_p[\frac{rad}{s}]$ y $\alpha_p[\frac{rad}{s^2}]$ son la velocidad y aceleración angular del cigüeñal y k_v y k_a están definidas por:

$$k_v = \text{sen}\theta + \frac{R}{2 \cdot l} \text{sen}2\theta \quad (3.21)$$

$$k_a = \text{cos}\theta + \frac{R}{2 \cdot l} \text{cos}2\theta \quad (3.22)$$

La presión generada durante la combustión P_{cc} calculada en la sección anterior, es aplicada al área de la cabeza del pistón $A_p[m^2]$ y genera una fuerza $F_p[N]$.

$$F_p = P_{cc} \cdot A_p \quad (3.23)$$

La fuerza de inercia que actúa sobre el pistón $F_i[N]$ se determina mediante la masa

del pistón $m_p[kg]$ y la aceleración del pistón a_p :

$$F_i = -m_p \cdot a_p \quad (3.24)$$

El signo negativo de la ecuación anterior es debido a que la fuerza de inercia se produce en sentido contrario a la aceleración. La siguiente ecuación muestra la fuerza resultante del pistón F_r como la suma de la fuerza generada por la combustión F_p más la fuerza de inercia F_i .

$$F_r = F_p + F_i \quad (3.25)$$

3.0.6. Dinámica del cigüeñal

El trabajo neto $T_{neto}[J]$ es la suma de todas las fuerzas efectuadas sobre el cigüeñal por los pistones y está definido por la siguiente ecuación que corresponde a un ciclo del motor (Mashadi, 2012).

$$T_{neto} = m_m \cdot \eta_t \cdot \eta_c \cdot \frac{QH_V}{AFR + 1} \left(1 - \frac{m_r}{m_m}\right) \quad (3.26)$$

donde $m_m[kg]$ es la masa total dentro del cilindro, η_c es la eficiencia de combustión, $m_r[kg]$ son los gases de residuo y η_t es la eficiencia térmica.

De acuerdo a (Hendricks and Sorenson, 1990a) no es posible encontrar un modelo que determine el valor de η_t , pero si la dependencia a ciertas variables (N, P_{ma}, λ) , sin considerar el efecto del ángulo de encendido debido a que se considera óptimo. Además afirma que puede descomponerse como el producto de tres sub-funciones dependientes de (N, P_{ma}, λ) .

$$\eta_t = \eta_{t0} \cdot \eta_t(P_{ma}) \cdot \eta_{t1}(N, \lambda) \cdot \eta_{t2}(N) \quad (3.27)$$

donde

$$\eta_t(P_{ma}) = \eta_{tP0} + \eta_{tP1} \cdot P_{ma} + \eta_{tP2} \cdot P_{ma}^2 \quad (3.28)$$

$$\eta_t(N, \lambda) = \eta_{t\lambda 0} + \eta_{t\lambda 1} \cdot \lambda + \eta_{t\lambda 2} \cdot \lambda^2 + \eta_{t\lambda 3} \cdot N \quad (3.29)$$

$$\eta_t(N) = \eta_{tN 0} + \eta_{tN 1} \cdot e^{\frac{N}{\eta_{tN 2}}} \quad (3.30)$$

La presión media efectiva $P_{mei}[Pa]$ y la potencia media efectiva $Pot_i[W]$ a una velocidad específica $N[rpm]$ están dadas por:

$$P_{mei} = \frac{T_{neto}}{C} \quad (3.31)$$

$$Pot_i = N \cdot \frac{T_{neto}}{120} \quad (3.32)$$

La potencia en el eje del cigüeñal se le conoce como potencia al freno $Pot_{fr}[W]$ y su correspondiente presión media efectiva al freno $P_{fr}[Pa]$ se definen a continuación:

$$Pot_{fr} = \eta_m \cdot Pot_i \quad (3.33)$$

$$P_{fr} = \eta_m \cdot P_{mei} \quad (3.34)$$

El par motor en un ciclo se determina con la siguiente ecuación:

$$Par_{motor} = 30 \cdot \frac{Pot_{fr}}{\pi \cdot N} \quad (3.35)$$

3.0.7. Relación aire-combustible

En los motores de CI, las variaciones en la regulación aire-combustible (AFR *por sus siglas en inglés Air-Fuel Ratio*) afectan la producción de potencia, consumo de combustible y emisión de gases. También altera la temperatura de combustión, lo que a su vez afecta la formación de contaminantes. Si se tiene una mezcla rica (exceso de combustible) el combustible no se quemará en su totalidad. El combustible no quemado ingresará a la atmósfera como CO y HC . Una mezcla pobre (Exceso de aire) incrementa la temperatura de combustión y por lo tanto la emisión de NO_x .

La combustión completa entre un combustible y un comburente (aire) debe llevarse a cabo en proporciones adecuadas para tener un rendimiento óptimo del motor de CI. El combustible está formado por hidrocarburos que tienen que reaccionar con el oxígeno en el aire. La relación estequiométrica indica la proporción de masa de combustible y comburente necesaria para lograr la combustión completa. La mezcla estequiométrica de la combustión de gasolina es 14.6 partes de aire (masa) por cada parte de gasolina (masa).

La relación AFR puede también ser descrita en términos de los requerimientos de aire del motor. Llamándolo “factor de exceso de aire” y se representa usando la letra griega (lambda λ).

El factor λ es un parámetro importante que nos indica si la combustión se ha realizado completamente, se calcula como se muestra en la Ec. (3.36), la cual determina la pobreza o riqueza de la mezcla.

$$\lambda = \frac{m_{li}}{m_f AFR_e} \quad (3.36)$$

donde AFR_e es la relación estequiométrica de la mezcla, m_{li} es la masa de aire que ingresa al cilindro y m_f es la masa de combustible dentro del cilindro.

En los trabajos realizados por Mantilla (2010) y Molina Mojica (2007) se define como una mezcla ideal cuando $\lambda = 1$, si $\lambda > 1$ existe exceso de aire en la mezcla, mientras que si $\lambda < 1$ la mezcla presenta exceso de combustible.

3.0.8. Proceso de combustión

El proceso de combustión en el motor es la parte fundamental durante la cual la mezcla aire-combustible es quemada para suministrar energía que da movimiento al pistón y así producir trabajo mecánico. Para esto tenemos que entender las diferencias existentes entre el motor ideal del ciclo Otto y el motor real.

En el ciclo ideal, la combustión ocurre a volumen constante (el desplazamiento del pistón es considerado despreciable), lo que no es verdad, la combustión necesita de un tiempo para completar la combustión del combustible, ocurriendo en ese tiempo el desplazamiento del pistón. El tiempo necesario para la combustión depende del tipo

de motor, las condiciones de operación, el tipo de combustible, el ángulo de adelanto de encendido, etc. Todo esto en conjunto define el inicio del proceso de combustión y la duración del mismo.

Para el modelo es muy importante conocer la velocidad de combustión del combustible, pues así vamos a conocer la velocidad de suministro de energía al sistema con influencia directa sobre la presión y temperatura en el interior de la cámara de combustión.

En la literatura podemos encontrar diversas ecuaciones que modelan la fracción de masa de combustible quemado en la cámara de combustión, siendo la ecuación de Wiebe la más usada en el modelado de motores.

La ecuación de Wiebe tiene la siguiente forma:

$$x(\theta) = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right] \quad (3.37)$$

donde θ es el ángulo de giro del cigüeñal, θ_i es el ángulo donde se produce el encendido y se inicia la liberación de calor, $\Delta\theta$ es la duración de la combustión, $x(\theta)$ es la fracción de combustible quemado (FMQ) y a, m son coeficientes de ajuste de la ecuación de Wiebe.

La ecuación (3.37) fue desarrollada de forma que pueda ser usada para diferentes formas de cámara de combustión (Heywood, 1988). El coeficiente “ a ” representa el factor de plenitud de la combustión, por otro lado, el coeficiente “ m ” controla el comportamiento con el cual la llama evoluciona durante la propagación del frente de llama, representando así el factor de forma de la cámara de combustión.

Como se puede observar, la ecuación (3.37) necesita de los valores de los coeficientes de ajuste de la función de Wiebe, del ángulo donde se produce el encendido y de la duración de la combustión, estos valores pueden ser calculados experimentalmente o pueden ser estimados mediante correlaciones encontradas en la literatura y que serán evaluadas haciendo los respectivos ajustes con relación a los datos experimentales.

Correlaciones para estimar los parámetros utilizados en la ley de Wiebe

Para configurar adecuadamente los parámetros de la ecuación de Wiebe se requiere tener cierta experiencia. Para evitar este requerimiento se pueden utilizar las siguientes ecuaciones propuestas por (Carrera et al., 2013).

$$\Delta\theta = 42,0 - 6,625x_1 + 6,25x_2 + 15,375x_3 + 4,0625x_4 + 0,0625x_5 \quad (3.38)$$

$$a = 6,76 + 0,144x_1 - 0,813x_2 - 2,167x_3 - 1,078x_4 - 0,0091x_5 \quad (3.39)$$

$$m = 1,675 + 0,368x_1 - 0,25x_2 - 0,8321x_3 - 0,75x_4 + 0,025x_5 \quad (3.40)$$

donde las variables x_1, x_2, x_3, x_4 y x_5 se relacionan con los parámetros de diseño y operación del motor de la siguiente manera:

$$x_1 = \frac{r}{2,8} - 4 \quad (3.41)$$

$$x_2 = 0,001\omega - 2 \quad (3.42)$$

$$x_3 = 4\alpha - 5 \quad (3.43)$$

$$x_4 = 0,05\theta_i + 1 \quad (3.44)$$

$$x_5 = 0,05\Psi_i - 1 \quad (3.45)$$

donde r es la relación de compresión, ω es la velocidad de giro del motor [RPM], α es el exceso de aire contenido en la mezcla, θ_i es el ángulo de inicio de la combustión y Ψ es la fracción volumétrica de CO_2 .

Capítulo 4

Resultados

4.1. Descripción de la planta

Para el desarrollo de este trabajo se utilizó un motor de CI NISSAN (Fig. 4.1) de 1.6 litros y 78 kW, sus parámetros se muestran en la Tabla (4.1). El banco de pruebas del motor de CI se ubica en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) en Cuernavaca Morelos, México.

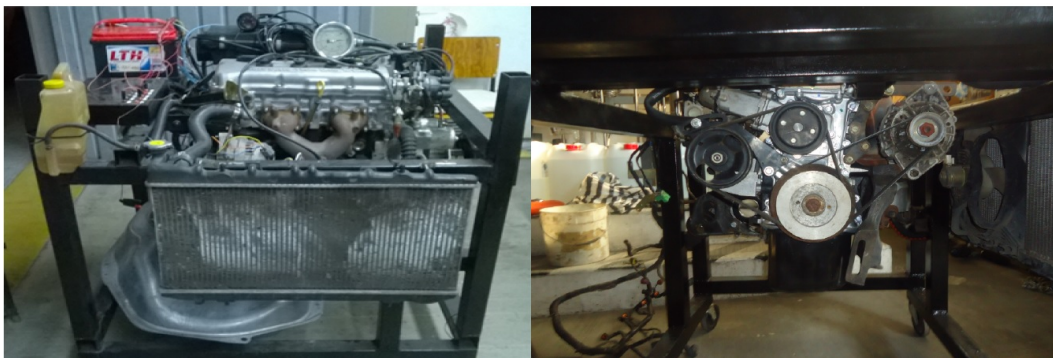


Figura 4.1: Motor de CI.

4.2. Control del ángulo de encendido

4.2.1. Red neuronal Adalina

Para estimar el ángulo de encendido se utilizó una red neuronal artificial clásica llamada Adalina, (ADaptive LInear Neuron) (Fig. 4.2) descrita por Widrow and

Tabla 4.1: Parámetros del motor de CI.

Especificaciones generales	
<i>Número de cilindros</i>	4
<i>Desplazamiento volumétrico del cilindro</i>	1,595 l
<i>Potencia máxima</i>	78 kW/6000 rpm
<i>Torque máximo</i>	138 Nm/4000 rpm
<i>Relación de compresión</i>	9,5 : 1
<i>Régimen mínimo</i>	625 rpm
<i>Régimen máximo</i>	6000 rpm
<i>Radio del acelerador</i>	50 mm
<i>Volumen del múltiple</i>	0,00148 m ³

Hoff (1960), las entradas de la Adalina son continuas y usa neuronas similares a las redes neuronales tipo perceptrón. De acuerdo a Sadegh (1993), las redes neuronales perceptrón son máquinas computacionales capaces de aprender y reconstruir mapeos no lineales.

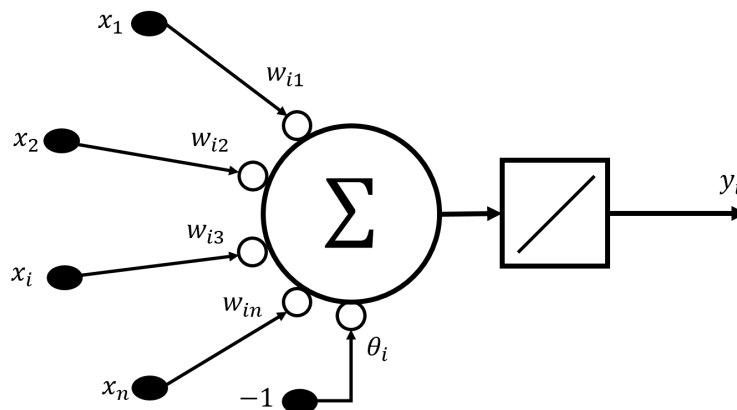


Figura 4.2: Adalina

La ecuación de la Adalina esta dada por (4.1):

$$y_i(t) = \sum_{j=1}^n w_{ij}x_j - \theta_i \quad (4.1)$$

con $i = 1, \dots, m$.

La Adalina utiliza la regla Widrow-Hoff, también conocida como LMS (Least Mean Square) o regla de mínimos cuadrados, el proceso de entrenamiento se muestra en la Fig. (4.3).

En el LMS, la regla de actualización de pesos se lleva a cabo en la Adalina, el aprendizaje de los pesos se considera un problema de optimización. La función costo medirá el rendimiento actual de la Adalina, y de esto dependerán los pesos sinápticos de la Adalina.

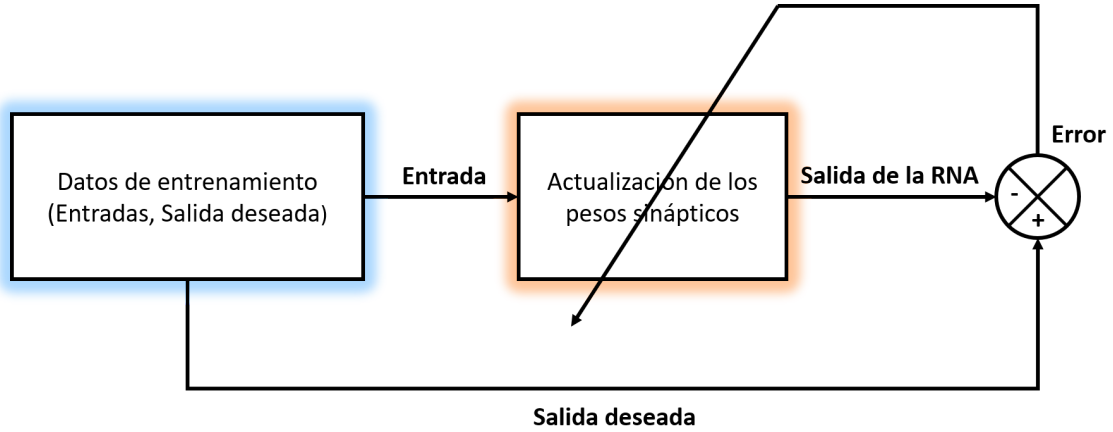


Figura 4.3: Proceso de entrenamiento

La función de error de la Adalina a minimizar se describe a continuación:

$$E(W) = \frac{1}{2} \sum_{r=1}^N \sum_{i=1}^m (c_i^r - y_i^r)^2 \quad (4.2)$$

La función del error mide el MSE correspondiente a las salidas actuales de la red con respecto a los objetivos y calcula el gradiente de la función con respecto a cada variable (pesos) w_{ij} , y tomando en cuenta que $y_i^r = \sum_{j=1}^n w_{ij}x_j^r - \theta_i$, obtenemos:

$$\frac{\partial E(w_{ij})}{\partial (w_{ij})} = \left(\frac{1}{2}\right) \sum_{r=1}^N (c_i^r - y_i^r) \frac{dy_i^r}{dw_{ij}} = - \sum_{r=1}^N (c_i^r - y_i^r) x_j^r \quad (4.3)$$

Por lo tanto, el aumento de los pesos en la Adalina, de acuerdo con la regla de adaptación de mínimos cuadrados, viene dado por:

$$\Delta w_{ij} = -\epsilon \frac{\partial E(w_{ij})}{\partial w_{ij}} = \epsilon \sum_{r=1}^N (c_i^r - y_i^r) x_j^r \quad (4.4)$$

4.2.2. Análisis de proceso de combustión utilizando gasolina pura

En esta prueba distintos ángulos de encendido se utilizaron para mostrar el desempeño del motor de CI bajo diferentes condiciones de operación, la velocidad del motor de CI se mantuvo en 1500 rpm y se alimentó con gasolina pura.

La Fig. (4.4) muestra el porcentaje de masa de combustible quemada (MFB por sus siglas en inglés *Mass Fuel Burned*) dependiendo del ángulo del cigüeñal para diferentes valores del ángulo de encendido θ_i . De acuerdo a la literatura (Heywood, 1988), cuando el pistón alcanza el PMS (en este caso el PMS es igual a 0 grados) se debe de haber quemado entre el 10 y 20% del combustible.

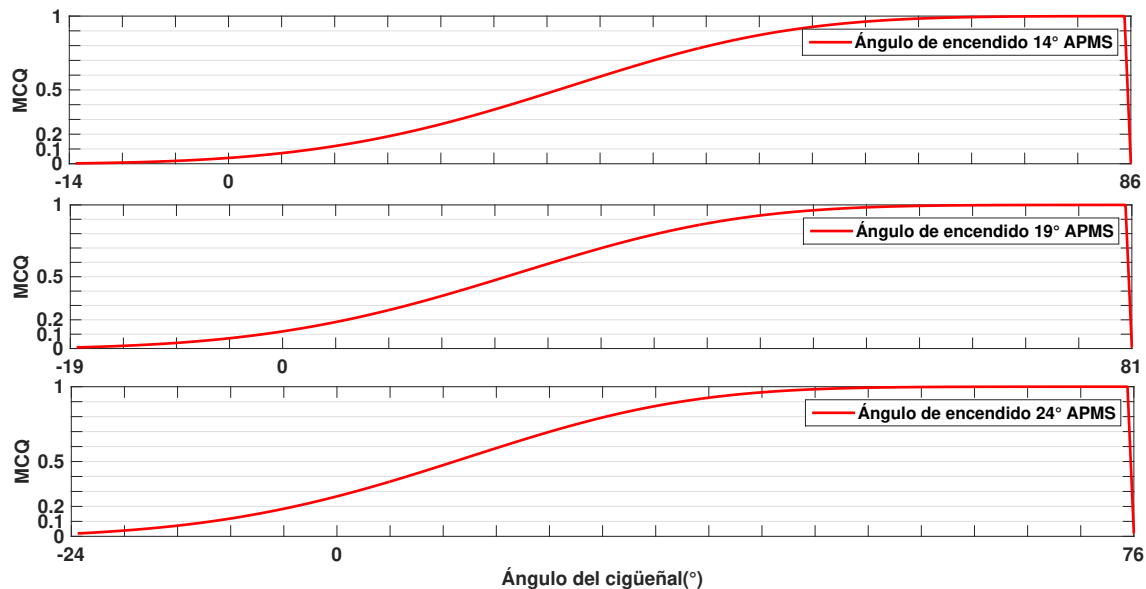


Figura 4.4: Porcentaje de MFB en función del ángulo del cigüeñal (gasolina pura).

Cuando el ángulo de encendido es 14° APMS, la masa del combustible quemado es inferior al 7% de la masa total de combustible. Por lo tanto, la fuerza generada en el pistón al llegar al punto muerto superior es baja. De modo que, en el momento en que el pistón comienza (el ciclo de expansión) la carrera descendente, el volumen dentro del cilindro aumenta, lo que hace que la propagación de la llama no queme por completo el combustible, por lo que no se transmite la fuerza máxima ejercida sobre el pistón adecuadamente al cigüeñal en el momento adecuado.

Cuando el ángulo de encendido es 24° APMS, el par motor disminuye en un 16,65 % con respecto al obtenido utilizando el ángulo de encendido óptimo (19° APMS). La pérdida de torque se debe a que más del 26 % del combustible se quemó antes de que el pistón llegara al PMS. El combustible quemado antes del PMS genera presión sobre el pistón en la dirección opuesta a la rotación normal del motor, por lo que la presión generada reduce la potencia del motor, lo que hace que la fuerza total del gas no se aplique correctamente a biela para transmitirla al cigüeñal.

Cuando el ángulo de encendido es de 19° , la MFB es del 13 % cuando el pistón está en el PMS. Según la investigación presentada en (Heywood, 1988), la cantidad de combustible que debe quemarse cuando el pistón está en el PMS debe estar en el rango de 10 y 20 %. Por lo tanto, cumple con esta condición, y el ángulo de encendido se considera óptimo porque la fuerza generada por el gas se transmite de manera óptima al cigüeñal en el momento adecuado.

La Tabla (4.2) muestra el torque calculado de la presión ejercida sobre los pistones del motor de CI a diferentes ángulos de encendido (14° , 19° and 24°).

Tabla 4.2: Torque obtenido para diferentes ángulos de encendido (gasolina)

Inicio de la combustión θ_i	Torque promedio(Nm)
-14°	68.22
-19°	74.56
-24°	62.14

[Table.4.2]

De acuerdo con los resultados, se concluye que el ángulo de encendido de 19° provee el mayor torque.

4.2.3. Estimación del ángulo de encendido mediante una red perceptrón multicapa considerando pura gasolina como combustible.

Para estimar el ángulo de encendido óptimo, se desarrolló una red perceptrón multicapa 2-6-1 (Fig. 4.5). Para entrenar la ANN, se utilizaron diferentes datos experimen-

tales de velocidad y presión en el múltiple de admisión (PMA), obteniendo el ángulo de encendido óptimo que proporciona el mayor torque en el motor de CI. Así, la tarea de la ANN es ajustar el ángulo óptimo de encendido dependiendo de las condiciones de operación del motor de CI.

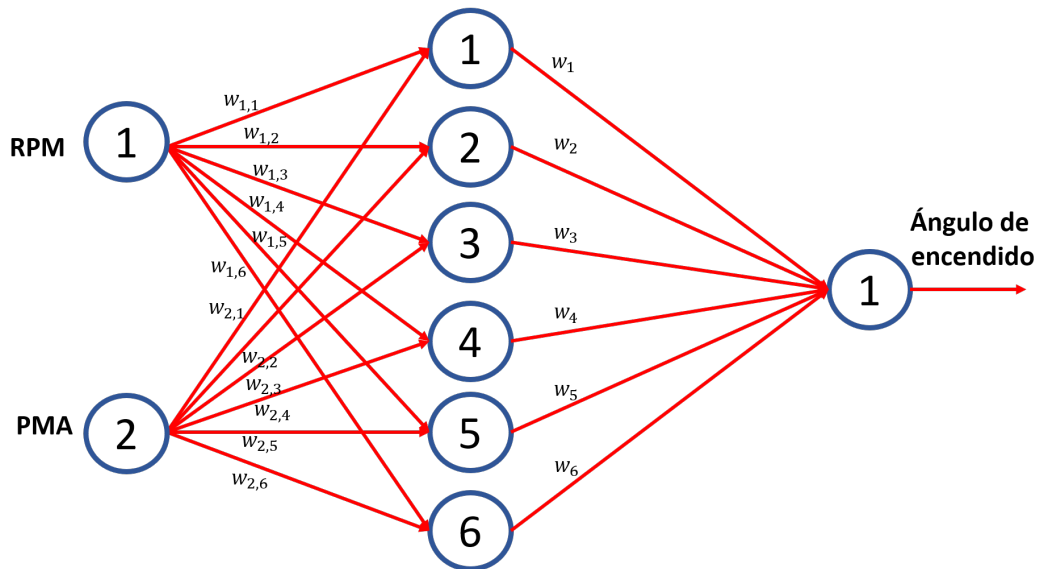


Figura 4.5: Esquema de la red neuronal artificial.

El tiempo de simulación utilizado para este análisis fue de 270 s y se considera que el motor se operó bajo las condiciones mostradas en la Fig. (4.6).

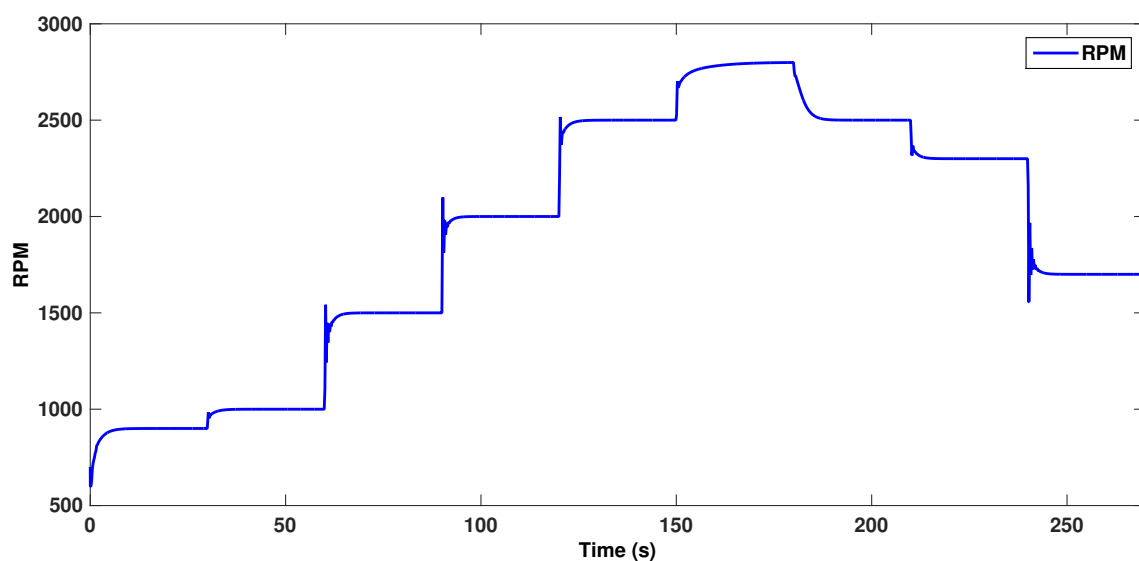


Figura 4.6: Variación de la velocidad del motor de CI.

En la tabla (4.3) se muestran los pesos sinápticos de la ANN.

Tabla 4.3: Pesos sinápticos ANN

Parámetro	Valor
$w_{1,1}$	-22.4777
$w_{1,2}$	0.6287
$w_{1,3}$	16.6090
$w_{1,4}$	-31.8570
$w_{1,5}$	-6.2371
$w_{1,6}$	14.0800
$w_{2,1}$	21.7144
$w_{2,2}$	1.4025
$w_{2,3}$	-34.8550
$w_{2,4}$	30.5353
$w_{2,5}$	-0.8183
$w_{2,6}$	-15.0342
w_1	9.8042
w_2	-4.8857
w_3	17.1954
w_4	-6.6658
w_5	-7.6420
w_6	4.7288

La Fig. (4.7) muestra los resultados del ajuste del ángulo de encendido usando la ANN perceptrón multicapa. La línea roja indica el ángulo de encendido deseado y la línea azul indica el ángulo de encendido proporcionado por la ANN.

El ángulo de encendido obtenido en el presente trabajo usando la ANN es similar a los ángulos de encendido obtenidos en (Yücesu et al. (2006), Corti and Forte (2010), Feng et al. (2015)), en estos trabajos, los autores presentan análisis experimentales de los ángulos de encendido. Por lo tanto se demuestra la efectividad del método propuesto en este trabajo. En conclusión, la ANN propuesta nos permite estimar el ángulo de encendido deseado para tener un rendimiento óptimo del motor de CI y alcanzar el par máximo, considerando dos variables de entrada y seis neuronas en la capa oculta. El error cuadrático medio (MSE) para 27000 muestras fue de 0.03253.

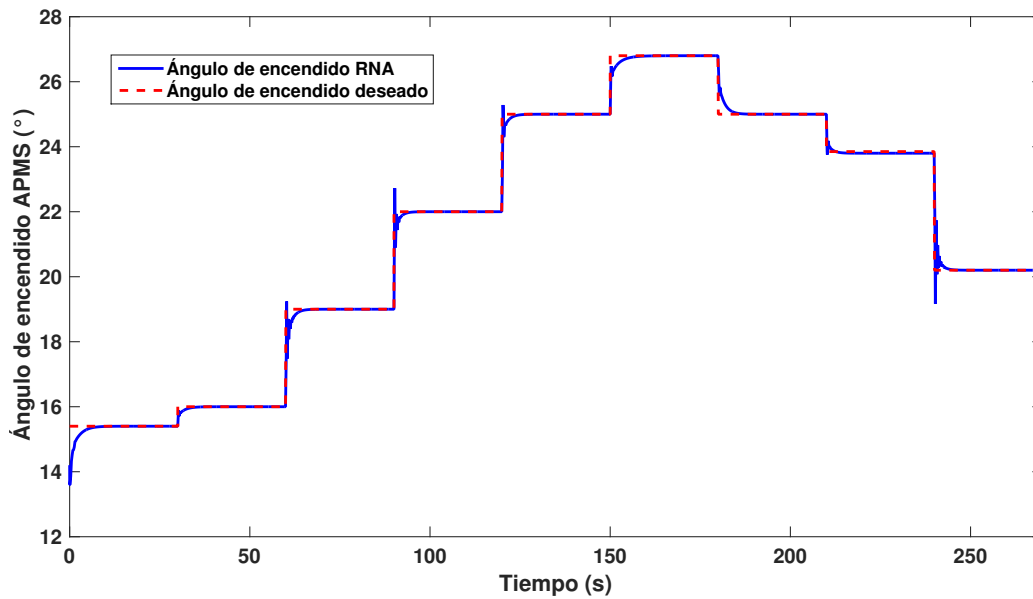


Figura 4.7: Control del ángulo de encendido (gasolina).

4.2.4. Análisis del proceso de combustión utilizando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno

Para analizar el proceso de combustión usando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno se consideró en el motor de CI una velocidad de 1500 rpm, y se utilizaron tres ángulos de encendido diferentes $\theta_i = 10,2^\circ, 15,2^\circ, 20,2^\circ$, los parámetros $\Delta\theta$, a and m fueron calculados usando las correlaciones mostrados en las ecuaciones (3.38-3.40).

De acuerdo a la literatura Heywood (1988), cuando el pistón alcanza el punto muerto superior (PMS), en este caso el punto muerto superior es igual a 0 grados) se debe haber quemado entre el 10 y 20 % del combustible.

La Fig. (4.8) muestra el porcentaje de MFB en función del ángulo del cigüeñal para diferentes valores del ángulo de encendido.

Cuando el ángulo de encendido está en at $10,2^\circ$ APMS, la masa de combustible quemado es pequeña. Por lo tanto, la presión generada en el cilindro es baja y la fuerza máxima ejercida sobre el pistón no se transmite de manera óptima al cigüeñal en el momento adecuado.

Cuando el ángulo de encendido está en $20,2^\circ$ APMS, la masa de combustible que-

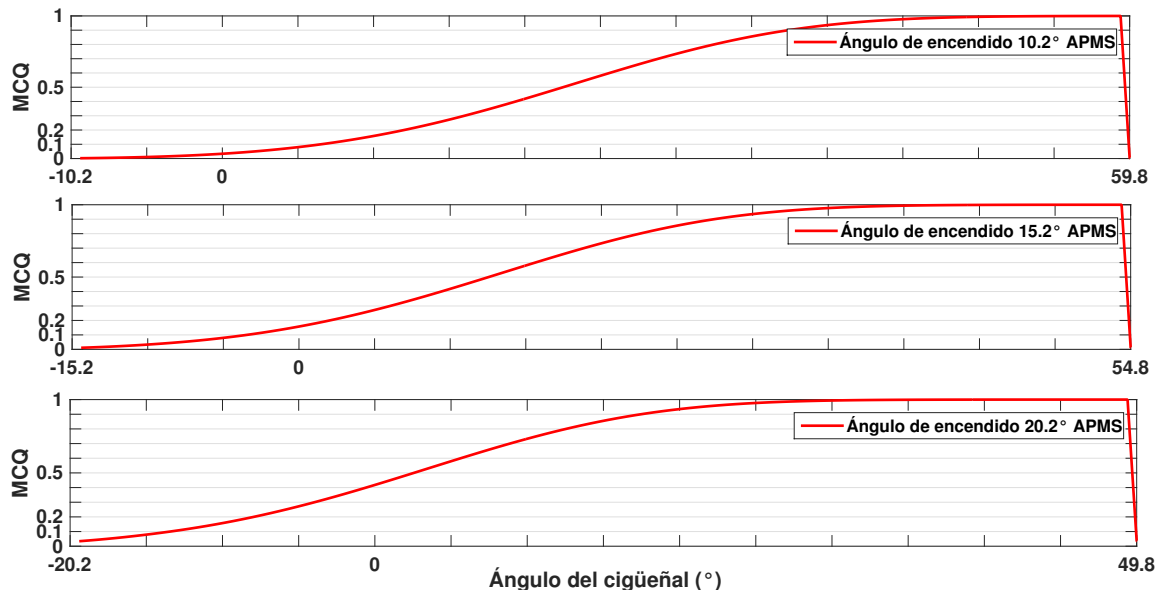


Figura 4.8: Porcentaje de MCQ en función del ángulo del cigüeñal (E10+Hidrógeno).

mado en el PMS es más del 25%. Por lo tanto, la fuerza generada por el gas no proporciona torque al cigüeñal, como consecuencia, se puede provocar una inversión de la rotación del motor, causando daños al motor de CI. Se puede observar que el ángulo de encendido de 15,2° cumple con la condición de quemar entre 10 y 20% de combustible cuando se alcanza el PMS, por lo tanto, este tiempo de ignición se toma como el óptimo.

La Tabla (4.4) muestra el torque del motor de CI calculado de la presión ejercida sobre los pistones a diferentes ángulos de encendido (10,2°, 15,2° y 20,2°).

Tabla 4.4: Torque obtenido para diferentes ángulos de encendido (E10+Hidrógeno)

Inicio de la combustión θ_i	Torque promedio (Nm)
-10,2°	64.76
-15,2°	77.86
-20,2°	65.87

De acuerdo con los resultados, se concluye que el ángulo de encendido de 15,2° proporciona el mayor torque.

4.2.5. Estimación del ángulo de encendido mediante una red perceptrón multicapa considerando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno como combustible.

Ahora, se entrenó la ANN usando datos experimentales para una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno para estimar el ángulo de encendido bajo diferentes condiciones de operación.

El tiempo de simulación fue de 270 s, la velocidad bajo la que se operó del motor de CI se muestra en la Fig. (4.6).

La Tabla 4.5 muestra los pesos sinápticos de la ANN.

Tabla 4.5: Pesos sinápticos ANN

Parámetro	Valor
$w_{1,1}$	-20.1215
$w_{1,2}$	1.2345
$w_{1,3}$	14.1790
$w_{1,4}$	-27.8143
$w_{1,5}$	-8.0128
$w_{1,6}$	12.0789
$w_{2,1}$	20.7363
$w_{2,2}$	2.4036
$w_{2,3}$	-27.3265
$w_{2,4}$	25.5345
$w_{2,5}$	-1.9184
$w_{2,6}$	-13.3367
w_1	11.2542
w_2	-6.8952
w_3	15.7469
w_4	-5.6378
w_5	-7.1426
w_6	5.4587

La Fig. (4.9) muestra los resultados de la estimación del ángulo de encendido para el motor de CI. La línea roja representa el tiempo de encendido deseado y la línea azul representa el tiempo de encendido proporcionado por la ANN.

En conclusión, la ANN propuesta nos permite estimar el ángulo de encendido deseado para tener un rendimiento óptimo del motor de CI y alcanzar el par máximo, la duración de la combustión usando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno fue re-

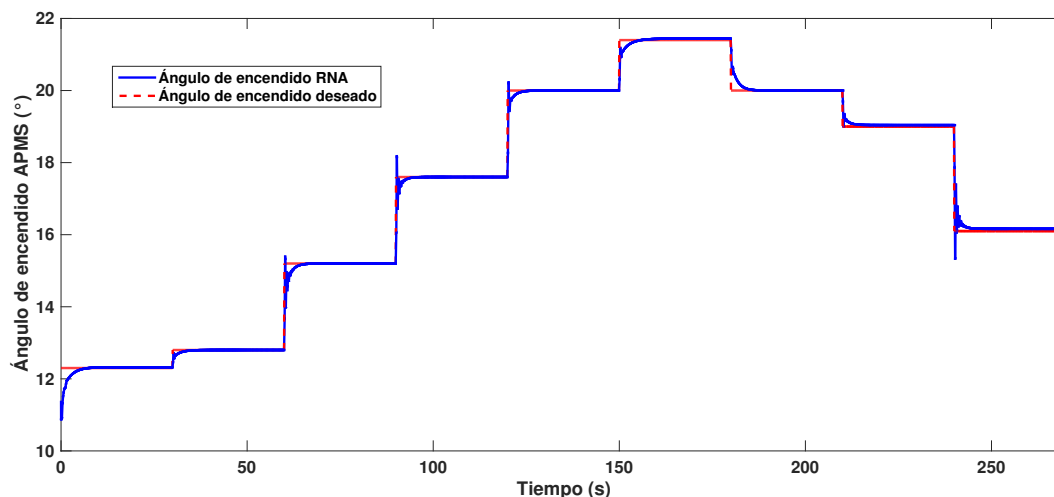


Figura 4.9: Control del ángulo de encendido (E10+Hidrógeno).

ducida aproximadamente un 20%. Se consideraron dos variables de entrada y seis neuronas en la capa oculta. El error cuadrático medio (MSE) para 27000 muestras fue de 0.02138.

4.2.6. Análisis del consumo de combustible, las eficiencias térmica y de combustión y la potencia del motor de CI.

En esta sección, el consumo de combustible, las eficiencias térmica y de combustión y la potencia son analizadas variando el ángulo de encendido del motor de CI usando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno. Además, el mismo análisis se realizó utilizando pura gasolina para comparar ambos resultados.

Las pruebas tuvieron una duración de 270 s cada una, el motor de CI fue operado bajo las condiciones de operación mostradas en la Fig.(4.6).

La Fig. (4.10) muestra la cantidad de hidrógeno suministrado al motor de CI. La cantidad de hidrógeno varía de 2×10^{-6} kg/s a $1,006 \times 10^{-5}$ kg/s. La adición de hidrógeno está en función de la cantidad de aire que ingresa al motor de CI. Para este trabajo, se considera que el 7% del aire total que ingresa al motor de CI reacciona estequiométricamente con el hidrógeno.

La Fig. (4.11) presenta el consumo de combustible usando gasolina pura y usando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno. Cuando se agrega el hidrógeno a la mezcla

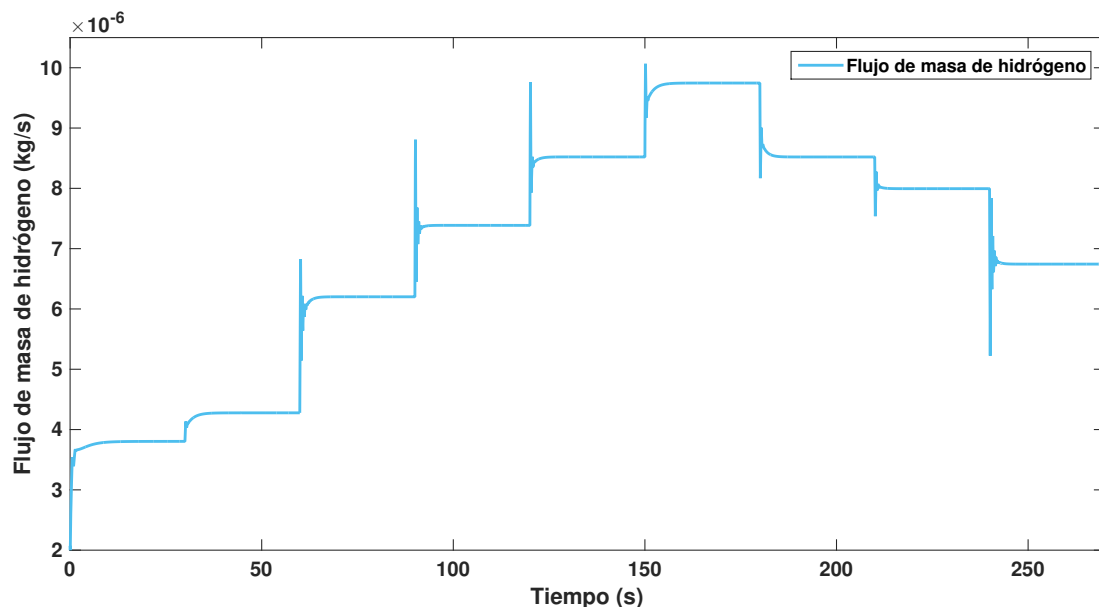


Figura 4.10: Consumo de hidrógeno del motor de CI.

E10, hay una reducción promedio en el consumo de combustible del 14 % del combustible fósil, debido a la energía que el hidrógeno suministra a la mezcla y la mejora en el proceso de combustión, obteniendo un mejor uso de la energía, esto debido a las propiedades fisicoquímicas del hidrógeno y del etanol.

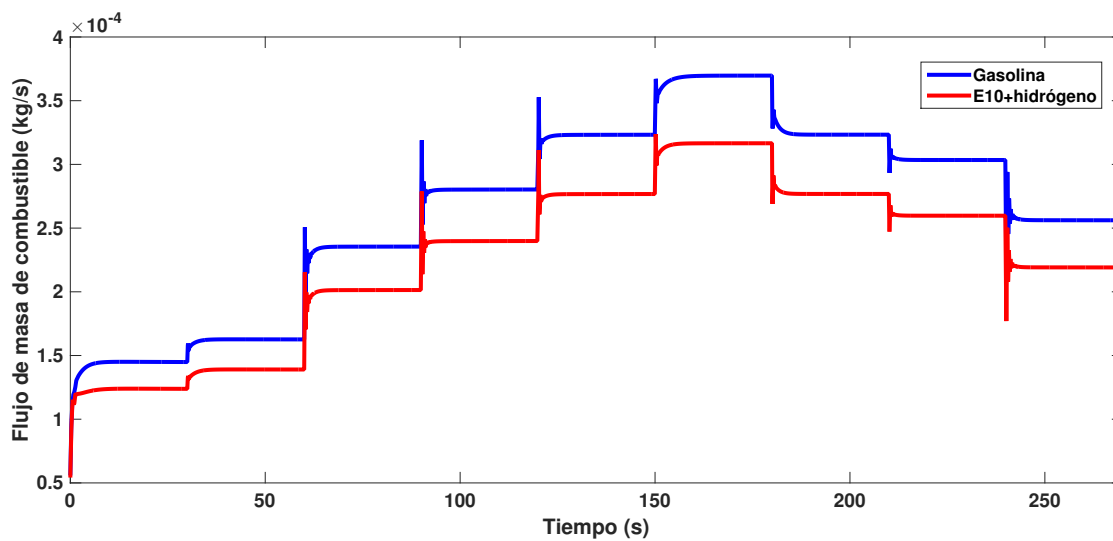


Figura 4.11: Consumo de combustible del motor de CI.

La Fig. (4.12) muestra la variación de la eficiencia térmica del motor de CI bajo diferentes condiciones de operación. La línea azul muestra la eficiencia térmica del motor de CI con pura gasolina y la línea roja muestra la eficiencia térmica del motor de CI utilizando una mezcla E10 enriquecida con hidrógeno.

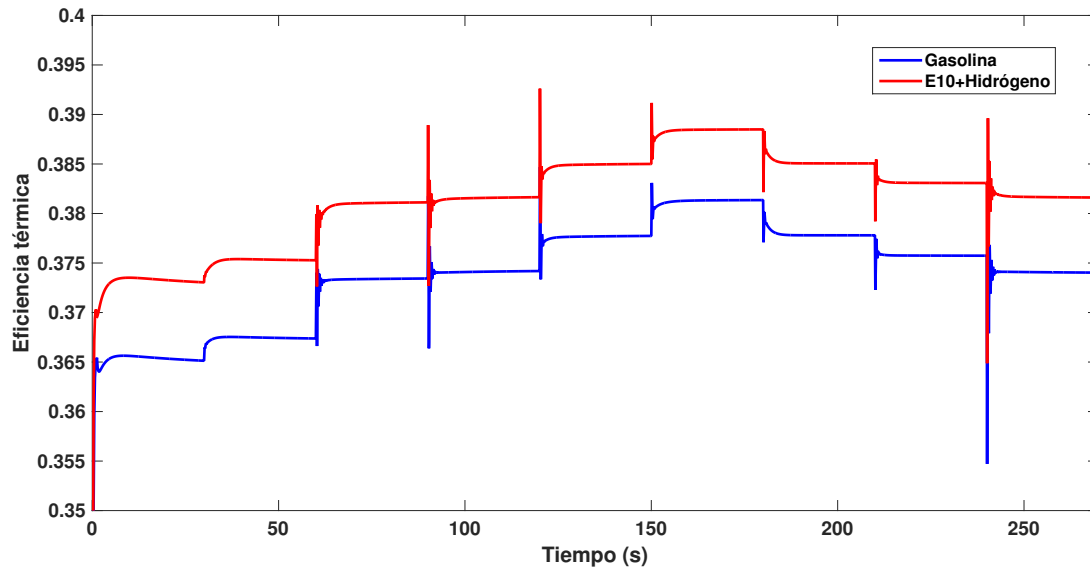


Figura 4.12: Eficiencia térmica del motor de CI.

La Fig. (4.13) muestra la variación de la eficiencia de combustión del motor de CI bajo diferentes condiciones de operación. La línea azul muestra la eficiencia de combustión del motor de CI utilizando pura gasolina y la línea roja muestra la eficiencia de combustión del motor de CI usando una mezcla de E10 enriquecida con hidrógeno.

De este análisis, se concluye que tanto la eficiencia de combustión y la eficiencia térmica fueron mejoradas usando la mezcla E10 enriquecida con hidrógeno comparada con el uso de pura gasolina, coincidiendo con lo reportado en la literatura Ceviz et al. (2012); Schifter et al. (2011); Mantilla (2010); Ji and Wang (2009).

En los trabajos presentados en Schifter et al. (2011) y Mantilla (2010), los autores muestran una mejora en la eficiencia de combustión usando mezclas de gasolina y etanol, esto debido a la presencia de oxígeno en la estructura molecular del etanol. De una manera similar, añadiendo etanol a la gasolina se genera un incremento en la eficiencia térmica, en el trabajo desarrollado por De Simio et al. (2012), se reporta un incremento del 3 a 5% en la eficiencia térmica con mezclas E10 y E20 respectivamente.

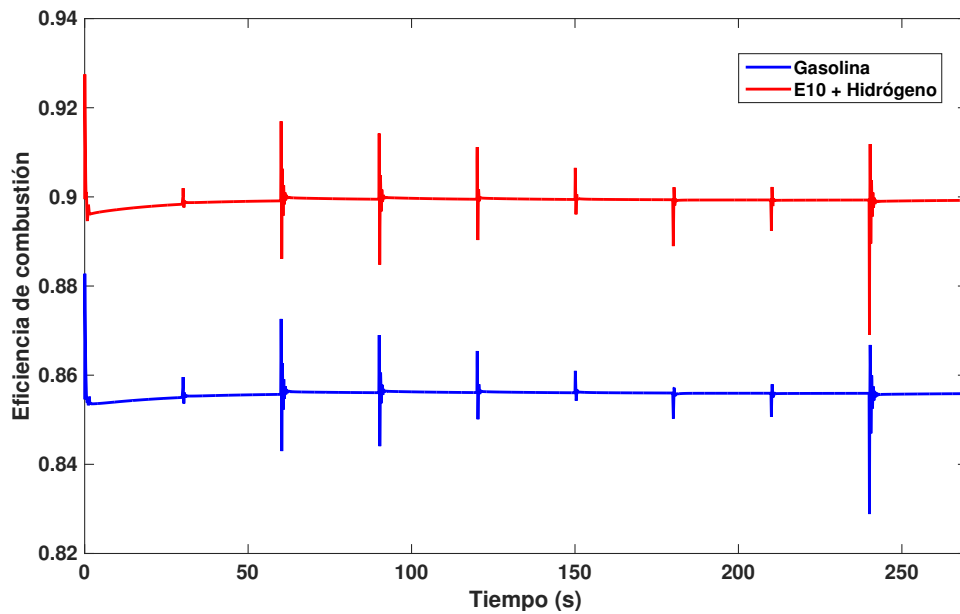


Figura 4.13: Eficiencia de combustión del motor de CI.

De acuerdo con los autores en Ji and Wang (2009) y Ceviz et al. (2012) el uso de hidrógeno como aditivo en la gasolina aumenta la eficiencia térmica. Los incrementos de eficiencia se deben a las propiedades fisicoquímicas del etanol y el hidrógeno. Debido a que el hidrógeno compensa la baja energía del etanol, mientras que el etanol compensa el oxígeno desplazado en el cilindro cuando el hidrógeno es alimentado. El uso de etanol e hidrógeno en la mezcla de combustible produce un efecto positivo, ya que ambos combustibles se complementan entre sí. Además, la velocidad de propagación de llama de estos combustibles es mayor que la velocidad de llama de la gasolina.

La Fig. (4.14) muestra la potencia del motor de CI, la línea azul indica la potencia del motor de CI cuando se usa pura gasolina, la línea roja indica la potencia del motor de CI cuando se usa la mezcla E10 enriquecida con hidrógeno, estos resultados se obtienen estimando el ángulo de encendido óptimo (AEO). Finalmente, la línea verde indica la potencia del motor de CI usando una mezcla de E10 enriquecida con hidrógeno pero considerando un ángulo de encendido no óptimo (AENO). Los resultados muestran que la adición de etanol e hidrógeno a la mezcla no proporciona ninguna mejora a menos que se obtenga un ajuste óptimo del ángulo de encendido. Teniendo en cuenta que existe una estimación óptima del ángulo de encendido para ambos, gasolina pura

y la mezcla de E10 enriquecida con hidrógeno, la potencia del motor de CI aumenta aproximadamente en un 4,5 %.

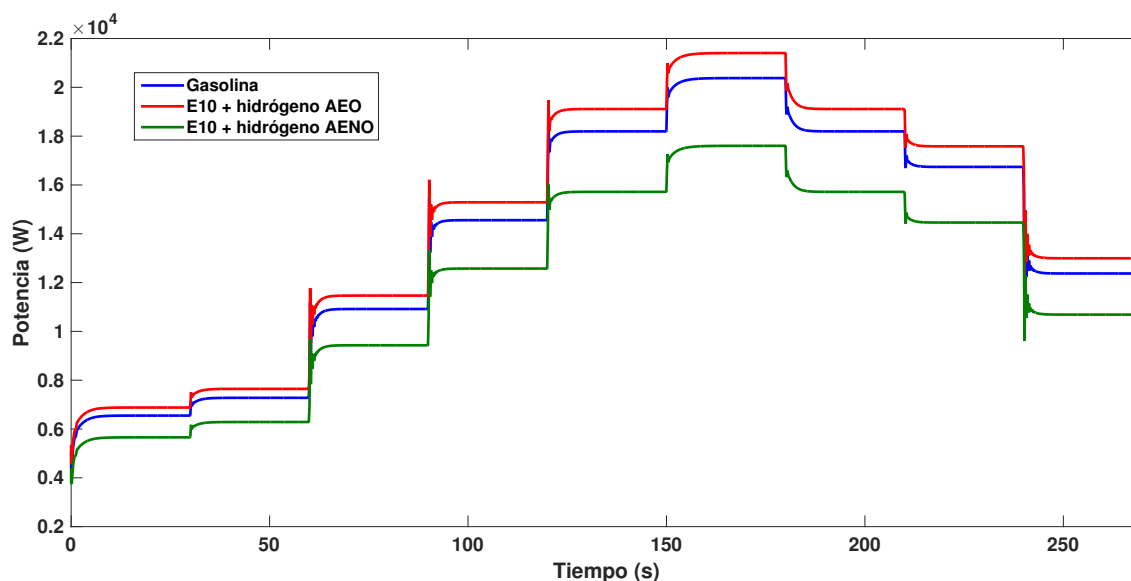


Figura 4.14: Potencia del motor de CI

4.2.7. Validación del modelado matemático del proceso de combustión

Para poder realizar la implementación del sistema de control para el ángulo de encendido en el motor de CI, se tuvieron que validar experimentalmente los ángulos de encendido del motor de CI, para ello se utilizó una pistola estroboscópica (Fig. 4.15), la cual nos permite obtener el ángulo de encendido de un modo rápido y preciso.

Se realizaron las mediciones obteniendo los resultados mostrados en la Fig (4.16).

Con estos resultados se prosiguió a ajustar el modelo matemático, modificando los parámetros de la ecuación de Wiebe (Ec. (3.37)).

4.2.8. Implementación del controlador del ángulo de encendido en el motor de CI

El motor de CI cuenta con un sensor de giro del cigüeñal (sensor del árbol de levas), el cual comprueba la velocidad del motor y la posición de los pistones, y envía señales



Figura 4.15: Pistola estroboscópica.



Figura 4.16: Ángulos de encendido a diferentes velocidades.

a la unidad de control del motor (ECU por sus siglas en inglés Engine Control Unit) para controlar la inyección de combustible, tiempo de encendido y otras funciones.

Este sensor utiliza una placa rotor (Fig. 4.17), cuando la placa rotor pasa el espacio que hay entre el LED y el fotodiodo, las ranuras de la placa del rotor cortan continuamente la luz enviada al fotodiodo por el LED. Estos se convierten en impulsos de activación-desactivación y se envían a la ECU. El diagrama de la placa rotor lo podemos observar en la Fig. (4.18).

La señal de encendido del ECU se envía y amplifica en el transistor de potencia. El transistor de potencia activa y desactiva el circuito primario de la bobina de encendido. Esta operación de activación y desactivación induce el alto voltaje correcto en el circuito secundario de la bobina.

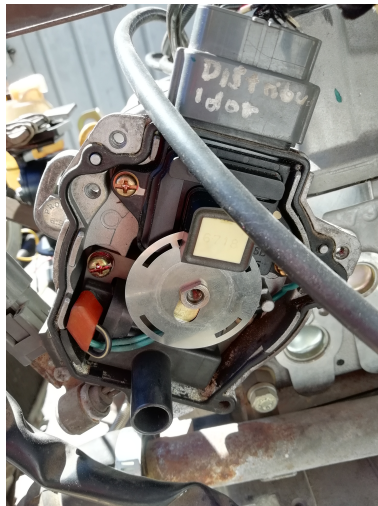


Figura 4.17: Placa rotor del motor de CI.

Para poder realizar la implementación en el motor de CI se desarrolló un sistema para el control del ángulo de encendido (SCAE) el cual fue desarrollado en el software de programación Labview, este sistema requiere la señal proporcionada por la placa rotor, posteriormente se elaboró un algoritmo que junto que interpreta la señal proporcionada por la placa rotor y en conjunto con la red neuronal artificial proporcionan el ángulo de encendido adecuado, todo este sistema se montó en una tarjeta de adquisición NI-MyRio la cual cuenta con un FPGA el cual fue utilizado para la lectura de la señal digital de la placa rotor, finalmente el sistema de control para el ángulo de encendido queda programado en la tarjeta la cual funciona de manera autónoma sin necesidad de

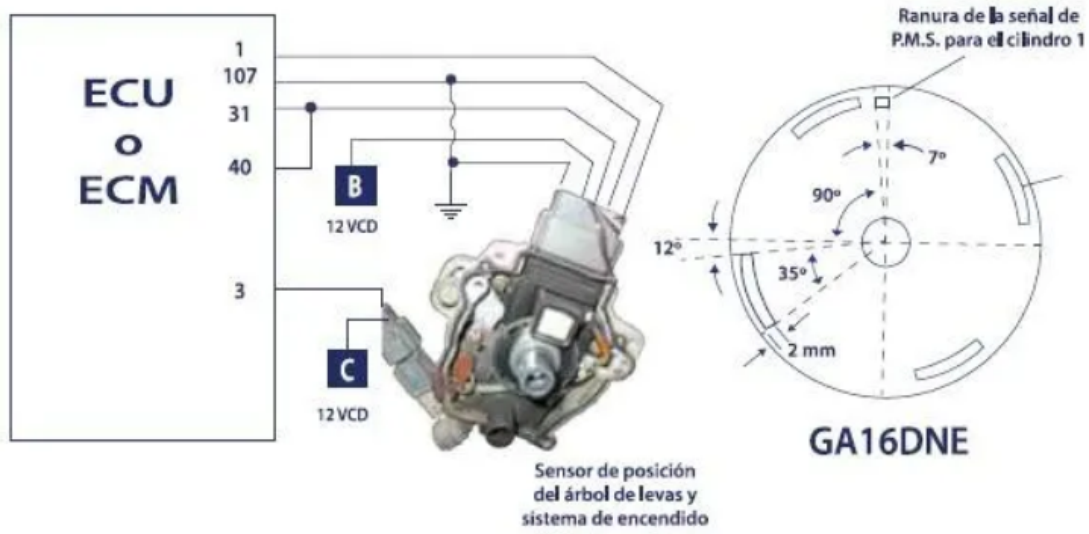


Figura 4.18: Diagrama de la placa rotor del motor de CI.

estar conectada a una computadora.

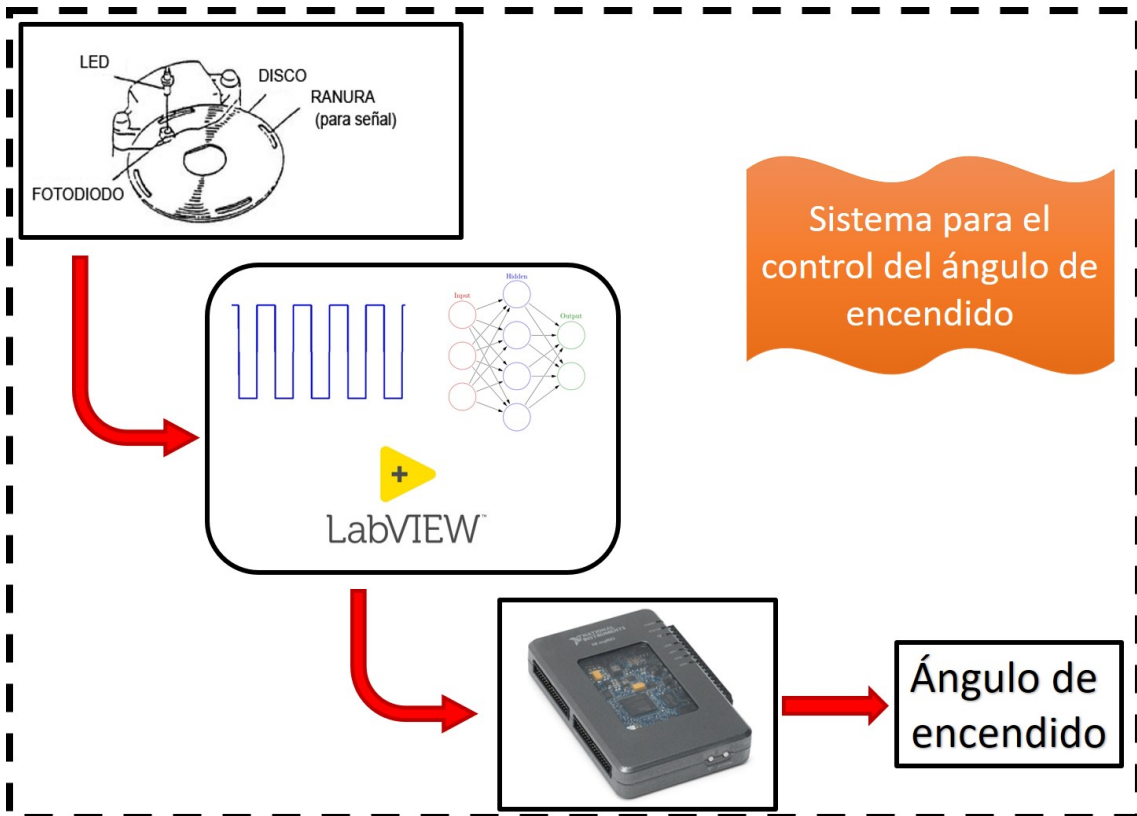


Figura 4.19: Diagrama general de la implementación del sistema de control del ángulo de encendido del motor de CI.

El algoritmo desarrollado (Fig. 4.20) consiste a grosso modo en leer la señal de la

placa rotor del motor de CI, en esta señal cada cinco pulsos se encuentra un pulso de menor amplitud, el cual indica el PMS del pistón número uno, es de vital importancia poder estar detectando este pulso, debido a que si se llega a perder esta señal el motor de CI perdería sincronización, lo mismo ocurre en la ECU, cuando se enciende el motor de CI, primero se gira la placa rotor para que la ECU detecte este pulso y cuando lo logra detectar es que envía la primer chispa e inicia todo el proceso del motor de CI, después de detectar este pulso, el sistema de control calcula el tiempo por cada ciclo de la placa rotor, es decir cada cinco pulsos, después esta información en conjunto con la ANN ajustan el ángulo de encendido dependiendo de las condiciones de operación del motor de CI, para posteriormente enviar la chispa.

Es necesario saber que el sistema de encendido del motor está compuesto por un transistor de potencia y una bobina, su funcionamiento consiste en que la ECU genera una señal que energiza a la bobina, esta señal al momento que se llega al ángulo de encendido óptimo desaparece, generando así una chispa la cual provoca el encendido de la mezcla.

Las Fig. (4.21) y (4.22) se realizaron bajo un régimen de 1000 y 1500 rpm, respectivamente. En estas figuras la línea de color azul muestra la señal generada por la placa rotor del motor de CI, la línea amarilla presenta la señal de ángulo de encendido generado por la ECU y finalmente la línea roja muestra la señal de ángulo de encendido generada por el SCAE.

Al analizar estas señales se puede concluir que el SCAE funciona de manera correcta debido a que ambas señales, la de la ECU y la del SCAE se desenergizan al mismo tiempo cuando se llega al ángulo de encendido adecuado proporcionado así un correcto funcionamiento del motor de CI.

4.3. Diagnóstico de fallas en sensores basado en EKF

4.3.1. Enfoque del EKF para el diagnóstico de fallas

Se realizó el diseño de un sistema FDI basado en redundancia analítica para detectar fallas en los sensores del múltiple de admisión del motor de CI.

El algoritmo para diagnóstico de fallas implica una decisión basada en la compa-

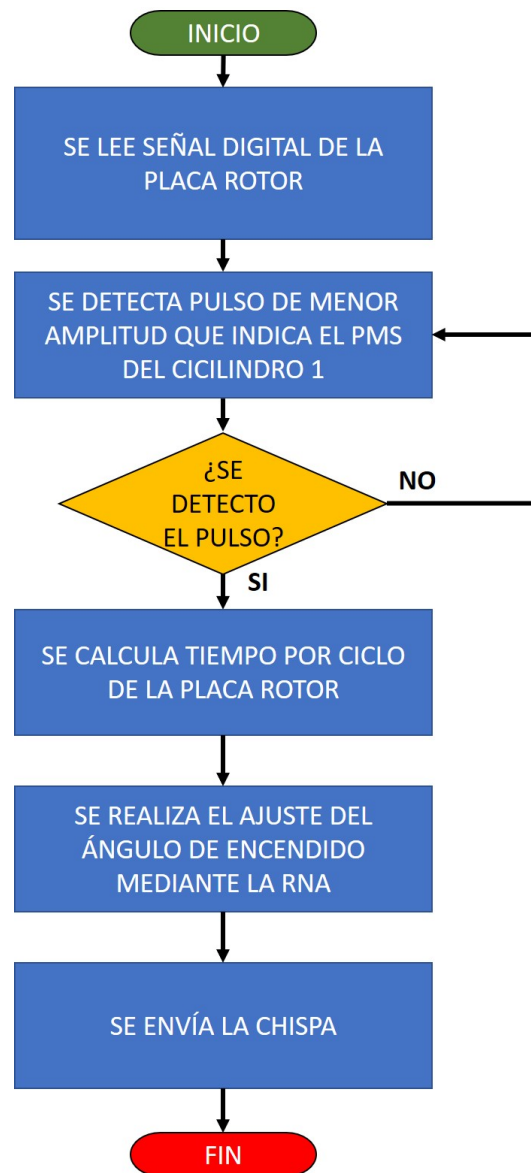


Figura 4.20: Diagrama de flujo del algoritmo desarrollado.

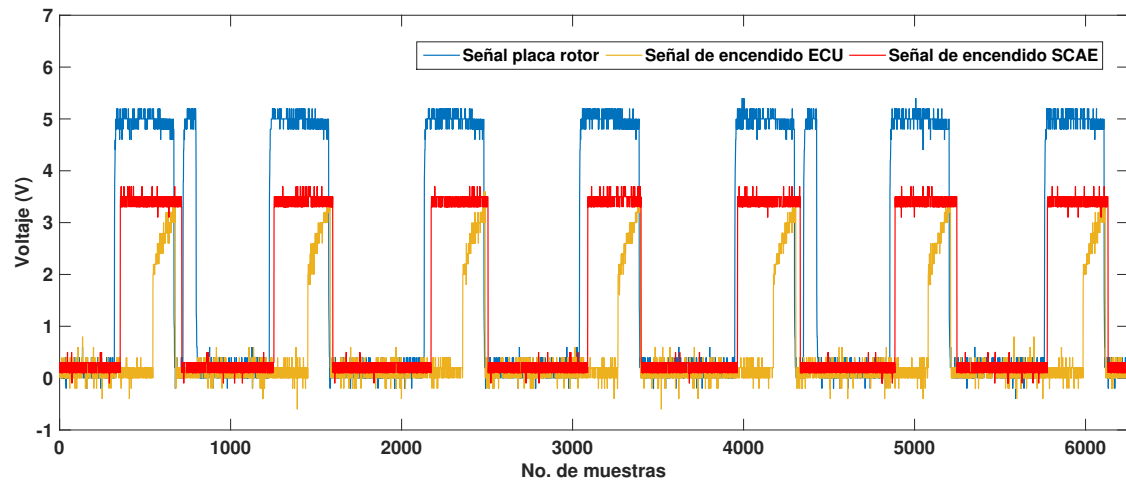


Figura 4.21: Ângulo de encendido ECU vs ângulo de encendido SCAE (1000 rpm)

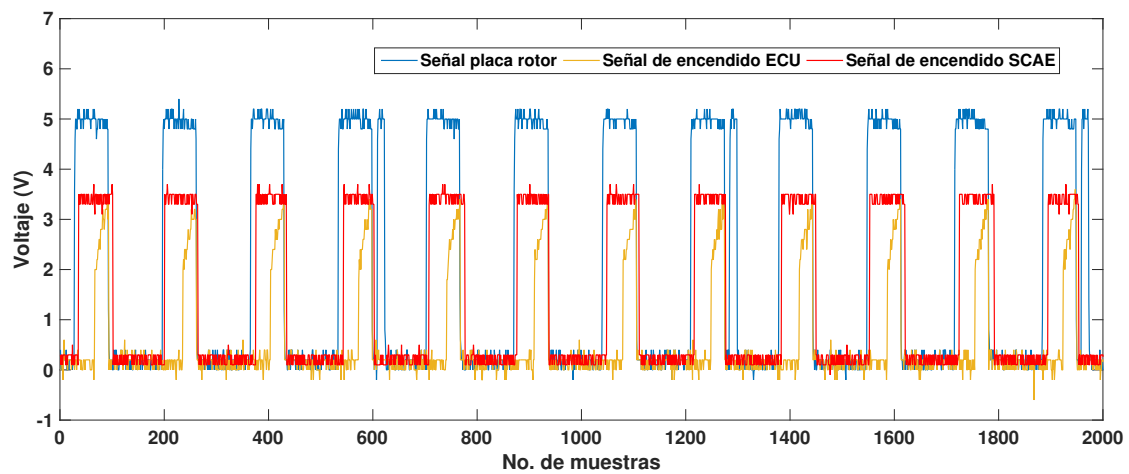


Figura 4.22: Ângulo de encendido ECU vs ângulo de encendido SCAE (1500 rpm)

ración entre las mediciones reales y la redundancia analítica, con el fin de detectar un comportamiento inusual de los sensores.

La redundancia analítica se generará utilizando un banco de dos observadores no lineales con la estructura que se muestra en la Fig. (4.23).

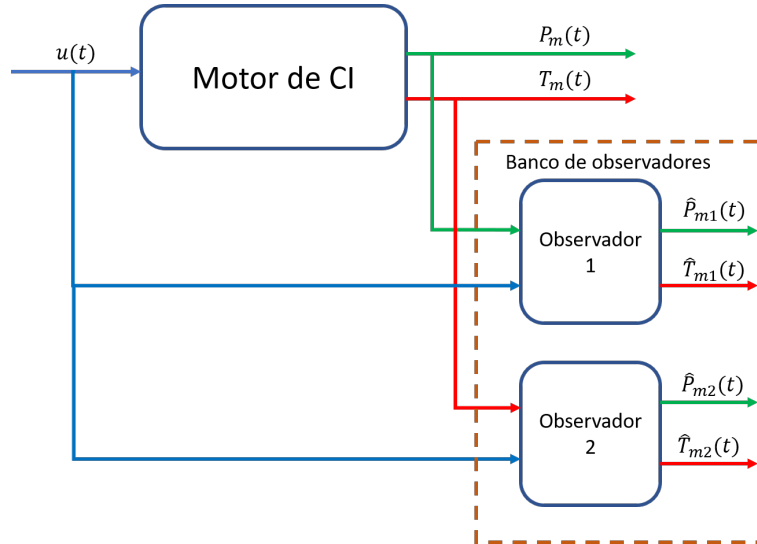


Figura 4.23: Banco de dos observadores.

4.3.2. Diseño y validación del EKF

El filtro de Kalman extendido (EKF *por sus siglas en inglés Extended Kalman Filter*) resuelve el problema de la estimación del estado x generado por un sistema no lineal, utilizando la expansión de la serie de Taylor que aproxima las ecuaciones no lineales de estado y de observación, sobre el valor actual estimado del estado \hat{x} , igualmente provee un estimado de la varianza mínima del estado basado en la información estadística sobre el modelo.

Se define la trayectoria nominal del sistema, Ec. (4.5).

$$\dot{x}_0 = f(x_0, u_0, w_0, t) \quad (4.5)$$

$$y_0 = h(x_0, v_0, t)$$

$$\Delta \dot{\hat{x}} = A \Delta \hat{x} + K(\Delta y - C \Delta \hat{x}) \quad (4.6)$$

$$\Delta y = y - y_0$$

Combinando la expresión \dot{x}_0 mostrada en la Ec. (4.5) con la expresión $\Delta\dot{\hat{x}}$ mostrada en la Ec. (4.6) obtenemos la Ec. (4.7)

$$\dot{x}_0 + \Delta\dot{\hat{x}} = f(x_0, u_0, w_0, t) + A\Delta\hat{x} + K[y - y_0 - C(\hat{x} - x_0)] \quad (4.7)$$

Escogemos $x_0(t) = \hat{x}(t)$ de modo que $\Delta\hat{x}(t) = 0$ y $\Delta\dot{\hat{x}} = 0$. En otras palabras, nuestra trayectoria de linealización $x_0(t)$ es igual a la estimación del filtro de Kalman linealizado $\hat{x}(t)$. Entonces la expresión de medición nominal en la Ec. (4.5) se convierte en Ec. (4.8).

$$\begin{aligned} y_0 &= h(x_0, v_0, t) \\ &= h(\hat{x}, v_0, t) \end{aligned} \quad (4.8)$$

y la Ec. (4.7) se transforma en Ec. (4.9)

$$\dot{\hat{x}} = f(\hat{x}, u_0, w_0, t) + K[y - h(\hat{x}, v_0, t)] \quad (4.9)$$

Retomando las ecuaciones Ecs. (4.10) y (4.11) presentadas en el Capítulo 3 utilizadas para describir la presión P_m y la temperatura T_m dentro del múltiple de admisión:

$$\frac{dP_m}{dt} = -\frac{kR}{V_m}T_m m_{li} + \frac{kRT_a}{V_m}m_{th} \quad (4.10)$$

$$\frac{dT_m}{dt} = -\frac{RT_m T_a}{V_m P_m}m_{li}(k-1) + \frac{RT_m}{V_m P_m}(kT_a - T_m)m_{th} \quad (4.11)$$

y la Ec. (4.12) que representa el flujo de masa de aire que ingresa a los cilindros m_{li} .

$$m_{li} = \frac{\eta_v V n}{120RT_m} P_m \quad (4.12)$$

Inyectando la Ec. (4.12) dentro de las Ecs. (4.10) y (4.11) y considerando P_m , T_m como variables de estado de un vector x , con $u = m_{th}$ como la entrada y $y = [P_m, T_m]^T$

como la salida, obtenemos finalmente un modelo de la forma mostrada en la Ec. (4.13).

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u, t) \\ y &= h(x) \end{aligned} \quad (4.13)$$

En general, sujeto al ruido de estado y de salida w y v de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u, w, t) \\ y &= h(x, v, t) \\ w &\sim (0, Q) \\ v &\sim (0, R) \end{aligned} \quad (4.14)$$

El diseño del EKF está basado en las siguientes derivadas parciales calculadas en el estado actual estimado (Simon, 2006).

$$\begin{aligned} A &= \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\hat{x}} \\ L &= \left. \frac{\partial f}{\partial w} \right|_{\hat{x}} \\ C &= \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{\hat{x}} \\ M &= \left. \frac{\partial h}{\partial v} \right|_{\hat{x}} \end{aligned} \quad (4.15)$$

y las siguientes matrices de ruido:

$$\begin{aligned} \tilde{Q} &= LQL^T \\ \tilde{R} &= MRM^T \end{aligned} \quad (4.16)$$

Con esos datos, el EKF viene dado por:

$$\begin{aligned} \hat{x}(0) &= E[x(0)] \\ P(0) &= E[(x(0) - \hat{x}(0))(x(0) - \hat{x}(0))^T] \\ \dot{\hat{x}} &= f(\hat{x}, u, w_0, t) + K[y - h(\hat{x}, v_0, t)] \\ K &= PC^T \tilde{R}^{-1} \\ \dot{P} &= AP + PA^T + \tilde{Q} - PC^T \tilde{R}^{-1} CP \end{aligned} \quad (4.17)$$

Observador 1

El diseño del observador 1 se realizó usando la salida P_m para estimar ambos estados, esto nos da:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\hat{P}}_{m1} \\ \dot{\hat{T}}_{m1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{kR}{V_m} \hat{T}_{m1}(t) \dot{m}_{li}(t) \\ -\frac{R\hat{T}_{m1}(t)T_a(t)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)} \dot{m}_{li}(t)(k-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{kRT_a(t)}{V_m} \dot{m}_{th}(t) \\ \frac{R\hat{T}_{m1}(t)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)} (kT_a(t) - \hat{T}_{m1}(t)) \dot{m}_{th}(t) \end{bmatrix} \\ &+ K[P_m(t) - \hat{P}_{m1}(t)] \end{aligned} \quad (4.18)$$

Con la matriz A definida como se muestra en la Ec. (4.19):

$$A = \begin{bmatrix} 0 & \frac{-Rk\dot{m}_{li}(t)}{V_m} \\ A_{2,1} & A_{2,2} \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

$$\begin{aligned} A_{2,1} &= \frac{R\hat{T}_{m1}(t)T_a(t)\dot{m}_{li}(t)(k-1)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)^2} - \frac{R\hat{T}_{m1}(t)(kT_a(t) - \hat{T}_{m1}(t))\dot{m}_{th}(t)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)^2} \\ A_{2,2} &= \frac{-RT_a(t)\dot{m}_{li}(t)(k-1)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)} + \frac{R(kT_a(t) - \hat{T}_{m1}(t))\dot{m}_{th}(t)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)} - \frac{R\hat{T}_{m1}(t)\dot{m}_{th}(t)}{V_m \hat{P}_{m1}(t)} \end{aligned} \quad (4.20)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

Observador 2

El diseño del observador 2 se realizó usando la salida T_m para estimar ambos estados, esto nos da:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\hat{P}}_{m2} \\ \dot{\hat{T}}_{m2} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{kR}{V_m} \hat{T}_{m2}(t) \dot{m}_{li}(t) \\ -\frac{R\hat{T}_{m2}(t)T_a(t)}{V_m \hat{P}_{m2}(t)} \dot{m}_{li}(t)(k-1) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{kRT_a(t)}{V_m} \dot{m}_{th}(t) \\ \frac{R\hat{T}_{m2}(t)}{V_m \hat{P}_{m2}(t)} (kT_a(t) - \hat{T}_{m2}(t)) \dot{m}_{th}(t) \end{bmatrix} \\ &+ K[T_m(t) - \hat{T}_{m2}(t)] \end{aligned} \quad (4.22)$$

Con la matriz A definida como se muestra en la Ec. (4.23):

$$A = \begin{bmatrix} 0 & \frac{-Rk\dot{m}_{li}(t)}{V_m} \\ A_{2,1} & A_{2,2} \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

$$A_{2,1} = \frac{R\hat{T}_{m2}(t)T_a(t)\dot{m}_{li}(t)(k-1)}{V_m\hat{P}_{m2}(t)^2} - \frac{R\hat{T}_{m2}(t)(kT_a(t) - \hat{T}_{m2}(t))\dot{m}_{th}(t)}{V_m\hat{P}_{m2}(t)^2} \quad (4.24)$$

$$A_{2,2} = \frac{-RT_a(t)\dot{m}_{li}(t)(k-1)}{V_m\hat{P}_{m2}(t)} + \frac{R(kT_a(t) - \hat{T}_{m2}(t))\dot{m}_{th}(t)}{V_m\hat{P}_{m2}(t)} - \frac{R\hat{T}_{m2}(t)\dot{m}_{th}(t)}{V_m\hat{P}_{m2}(t)}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

Validación de los observadores

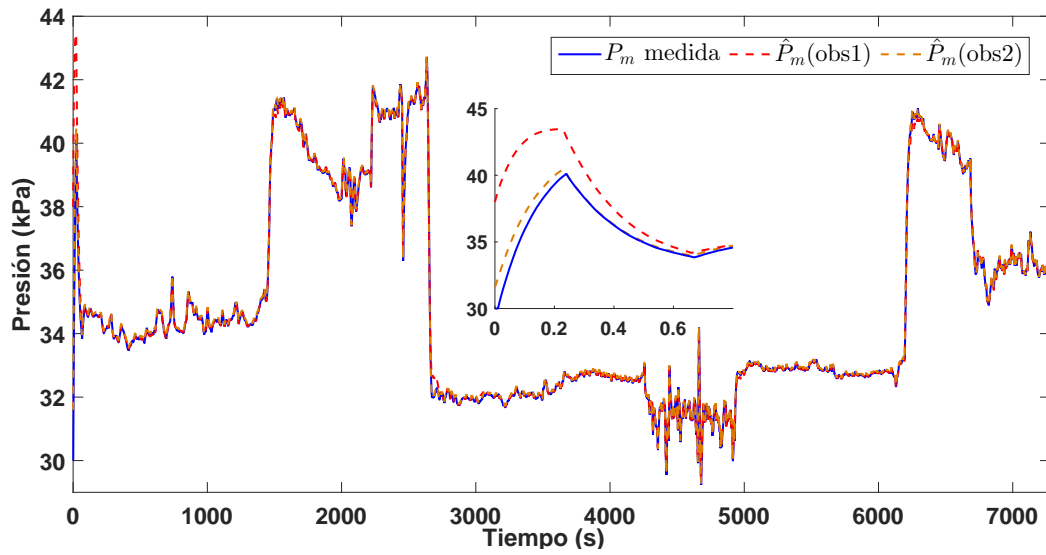
Se realizó la validación del desempeño de los observadores Ecs. (4.18) y (4.22) utilizando datos experimentales. La prueba tuvo una duración de 7280 s, la velocidad del motor n se varió entre 635 y 3167 rpm, la temperatura ambiente T_a varió entre 297 y 310 K y finalmente el flujo de masa de aire \dot{m}_{th} se varió entre $9,43 \times 10^{-4}$ y $7,3 \times 10^{-4}$ kg/s.

Los resultados de la prueba se muestran en la Fig. (4.24). La presión y la temperatura estimada con el banco de observadores (\hat{P}_{m1} , \hat{P}_{m2} , \hat{T}_{m1} y \hat{T}_{m2}) y la presión y temperatura medida (P_m and T_m) se compararon para obtener un error de estimación.

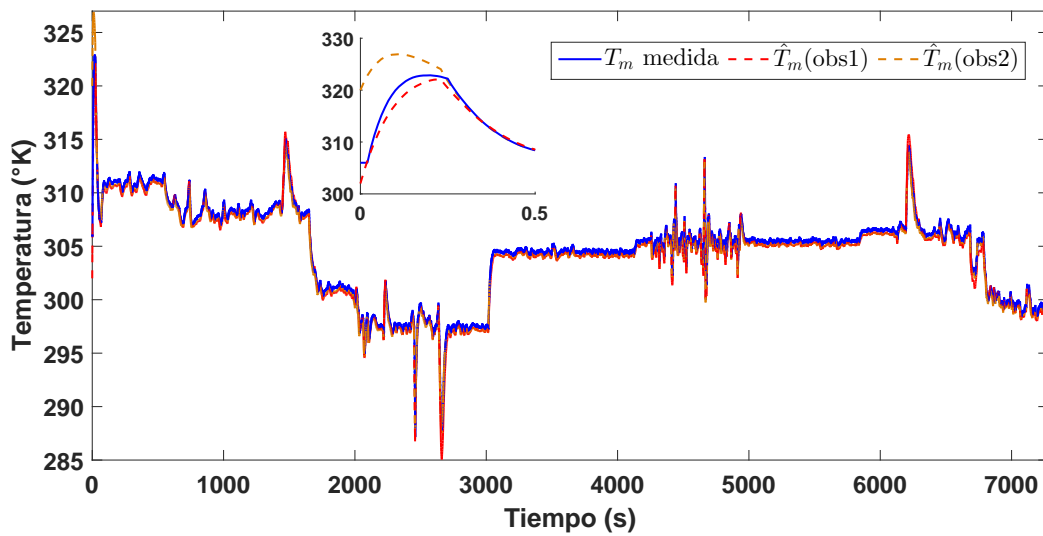
La Fig. (4.24) muestra buenos resultados, y para evaluarlos, el error cuadrático medio (ECM) entre los valores medidos y estimados se muestra en la Tabla (4.6).

Tabla 4.6: ECM de la presión y temperatura estimada del motor de CI.

<i>Indice de desempeño</i>	ECM de \hat{P}_m	ECM de \hat{T}_m
<i>Observador 1</i>	0,0752	0,1353
<i>Observador 2</i>	0,0360	0,2267



(a) Presión estimada



(b) Temperatura estimada

Figura 4.24: Validación de los observadores.

4.3.3. Aplicación al diagnóstico de fallas en sensores.

El sistema de FDI que se propuso para detectar fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión del motor IC se muestra en la Fig. (4.25). El objetivo de utilizar un banco de observadores es generar redundancia analítica en la medición de estas señales.

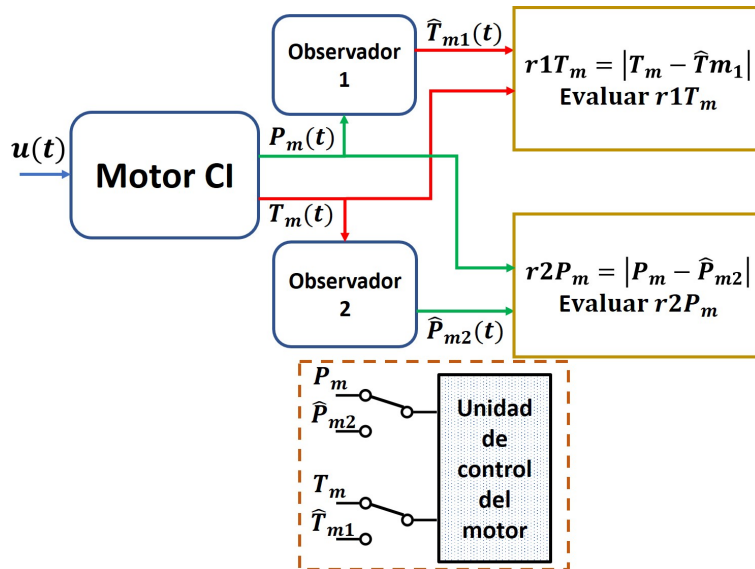


Figura 4.25: Sistema FDI.

El observador 1 estima las señales de presión \hat{P}_{m1} y temperatura \hat{T}_{m1} a partir del conocimiento de flujo de masa de aire de entrada \dot{m}_{th} y de la señal medida P_m , lo que nos permite conocer el valor de T_m incluso cuando no es medido. El observador 2 estima las señales de presión \hat{P}_{m2} y temperatura \hat{T}_{m2} a partir del conocimiento de flujo de masa de aire de entrada \dot{m}_{th} y de la señal medida T_m , lo que nos permite conocer el valor de P_m incluso cuando no es medido. La diferencia entre las señales medidas y las señales estimadas por los observadores se pueden comparar, proporcionando un “residuo”. Este residuo se compara con un umbral para activar o desactivar una alarma. Este umbral está determinado por la precisión de los sensores, en este caso, para el sensor de presión, la precisión es 3% Escala completa (FS, por sus siglas en inglés, Full Scale), y la precisión del sensor de temperatura es $\pm 2,2K$, se debe tener en cuenta que el umbral para determinar las fallas en el sensor P_m es un umbral variable, ya que la precisión del sensor es de 3% FS, lo que significa que depende de la magnitud de la medición.

Se obtienen los residuos:

$$\begin{aligned} r_1 T_m &= |T_m - \hat{T}_{m1}| \\ r_2 P_m &= |P_m - \hat{P}_{m2}| \end{aligned} \quad (4.26)$$

De acuerdo con este criterio, se puede establecer una matriz de fallas para realizar la identificación y ubicación de las fallas, ver Tabla (4.7).

Tabla 4.7: Matriz de fallas.

Falla	$r_1 T_m$	$r_2 P_m$
P_m	0	1
T_m	1	0

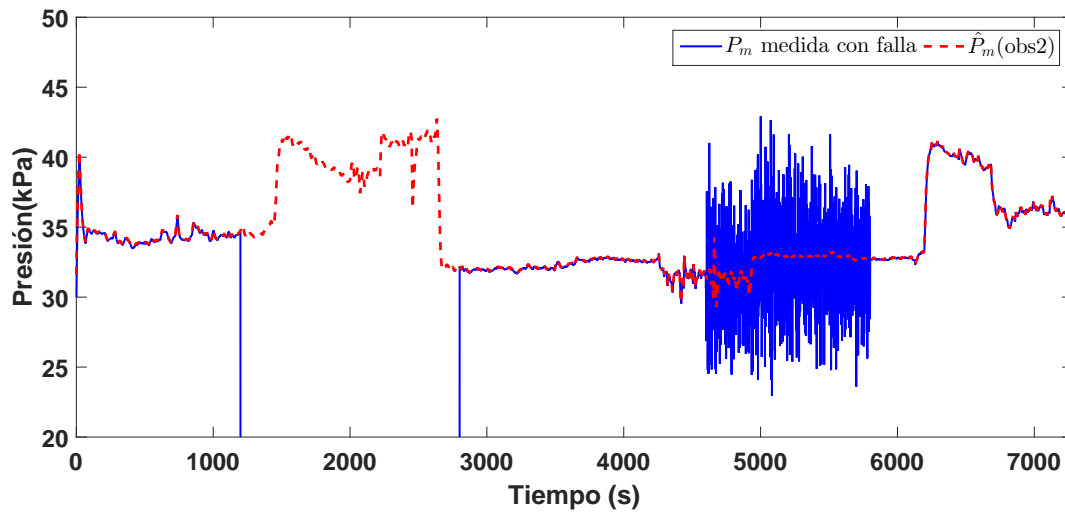
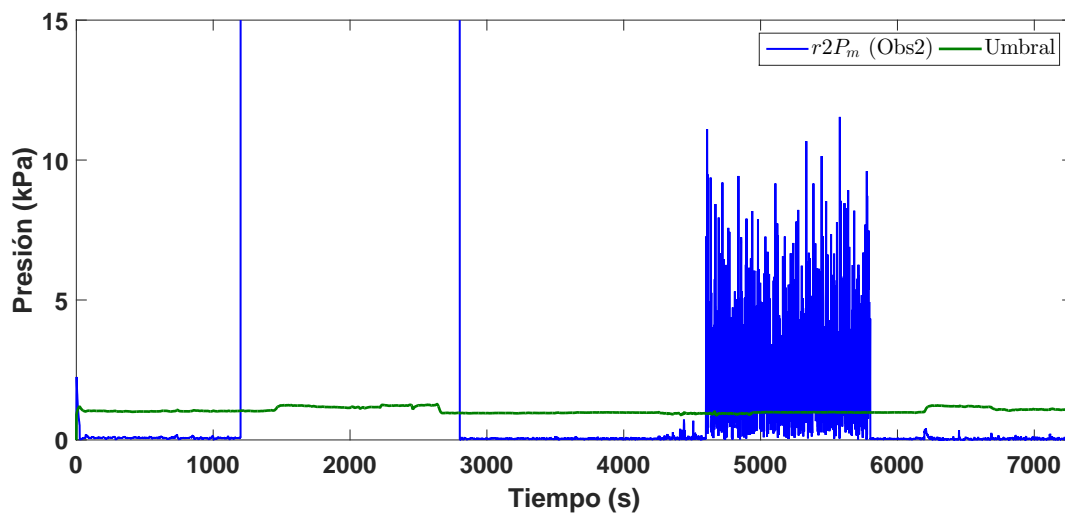
El sistema de FDI también se puede utilizar para evitar una interrupción del proceso cuando falla uno de los sensores. Por lo tanto, cuando una de las señales físicas medidas por uno de los sensores falla, se reemplaza por la señal generada por los observadores.

Si $r_1 T_m$ es mayor que el umbral, indica una falla en el sensor de temperatura T_m , por lo tanto, el sistema debe cambiar a la señal generada por el observador 1. Ahora si $r_2 P_m$ es mayor que el umbral, indica una falla en el sensor de presión P_m , y el sistema debe cambiar a la señal generada por el observador 2.

Falla en P_m

En esta prueba, se introdujeron diferentes fallas por medio de software al sensor de presión P_m . El observador 2 no depende de la medida de P_m , por lo tanto, el observador 2 no se ve afectado por ninguna de las fallas en el sensor de presión, por lo que puede estimar la presión \hat{P}_{m2} y la temperatura \hat{T}_{m2} en el múltiple de admisión.

En la Fig. (4.26a) se puede observar que la señal de presión medida P_m falla en distintos instantes. Entre el tiempo 1200 y 2800 s se simuló una falla total por desconexión del sensor P_m , lo cual se puede ver en la señal de residuo generado Fig. (4.26b), donde $r_2 P_m$ es mayor que el umbral establecido. Entre el tiempo 4600 y 5800 s se simuló una falla parcial en P_m la cual fue generada añadiendo ruido aleatorio de $\pm 8\text{kPa}$ a la señal del sensor. A pesar de las fallas inducidas en la señal del sensor P_m , el observador 2 es capaz de estimar la presión \hat{P}_{m2} y la temperatura \hat{T}_{m2} .

(a) Presión estimada \hat{P}_{m2} (b) Residuo $r2P_m$ Figura 4.26: Falla en el sensor de presión P_m .

Considerando el residuo $r2P_m$ que se muestra en la Fig. (4.26b), se concluye que es posible detectar y diagnosticar la existencia de fallas en P_m .

Falla en T_m

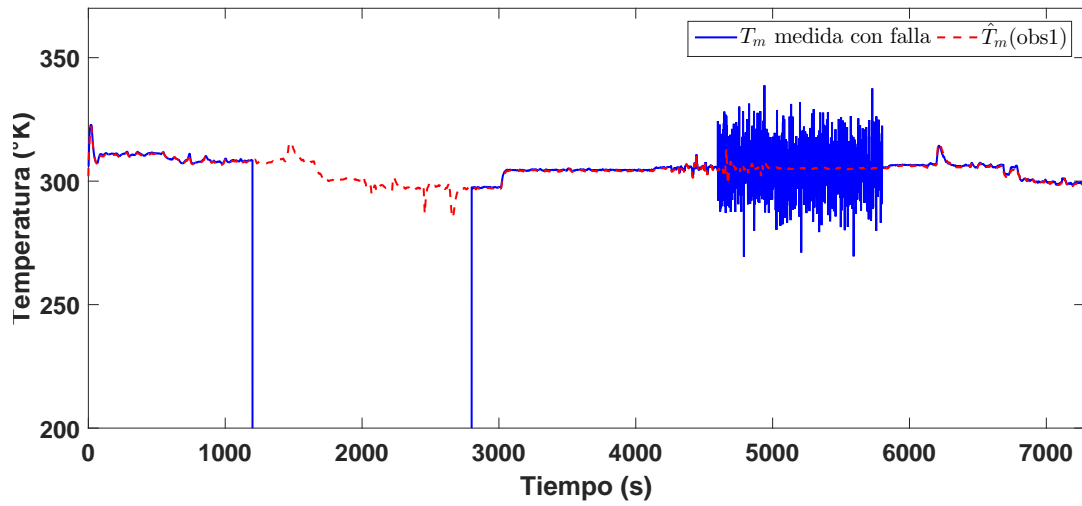
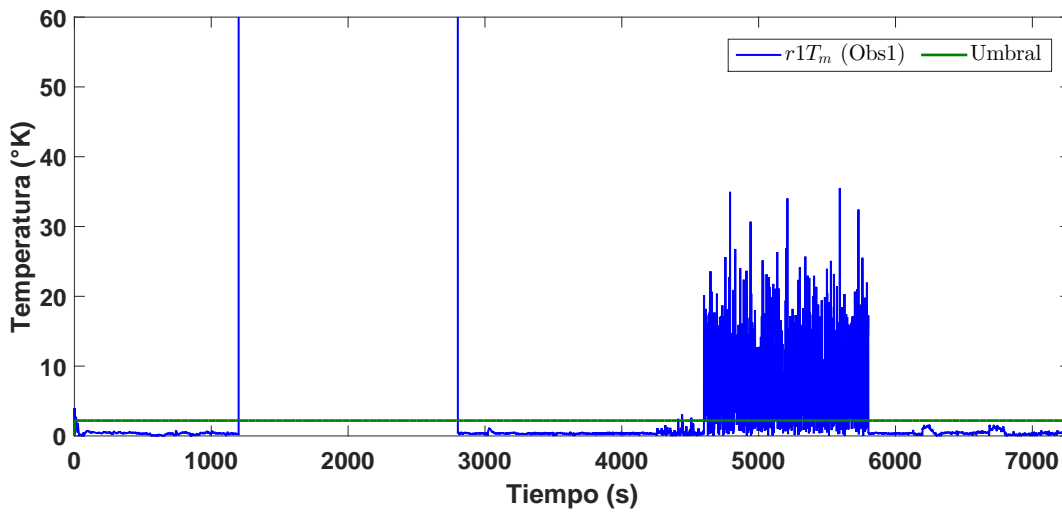
En esta prueba, se introdujeron diferentes fallas por medio de software al sensor de presión T_m . El observador 1 no depende de la medida de T_m , por lo tanto, el observador 2 no se ve afectado por ninguna de las fallas en el sensor de presión, por lo que puede estimar la presión \hat{P}_{m1} y la temperatura \hat{T}_{m1} en el múltiple de admisión.

En la Fig. (4.27a) se puede observar que la señal de temperatura medida T_m falla en distintos instantes. Entre el tiempo 1200 y 2800 s se simuló una falla total por desconexión del sensor T_m , lo cual se puede ver en la señal de residuo generado Fig. (4.27b), donde $r1T_m$ es mayor que el umbral establecido. Entre el tiempo 4600 y 5800 s se simuló una falla parcial en T_m la cual fue generada añadiendo ruido aleatorio de $\pm 15^\circ\text{K}$ a la señal del sensor. A pesar de las fallas inducidas en la señal del sensor T_m , el observador 1 es capaz de estimar la presión \hat{P}_{m1} y la temperatura \hat{T}_{m1} .

Considerando el residuo $r1T_m$ que se muestra en la Fig. (4.27b), se concluye que es posible detectar y diagnosticar la existencia de fallas en T_m .

4.4. Control AFR tolerante a fallas

El objetivo de este sistema de CTF es mantener la regulación AFR del motor de CI aun con presencia de fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión. La presencia de fallas en alguno de estos sensores del motor de CI causa que el controlador sea incapaz de lograr la regulación AFR debido a que sus mediciones contribuyen directamente en la operación del controlador, causando diversos problemas en el motor de CI como pueden ser: mala combustión, incremento en la emisión de gases contaminantes, consumo de combustible excesivo, detonaciones en el motor, problemas de arranque, y en el peor de los escenarios daño total del motor de CI. El esquema general del sistema de CTF se muestra en la Fig. (4.28). Los principales componentes del sistema de CTF son el sistema FDI y la ley de control. A continuación se describirán cada uno de los componentes del sistema de CTF.

(a) Temperatura estimada \hat{T}_{m1} (b) Residuo $r1T_m$ Figura 4.27: Falla en el sensor de temperatura T_m .

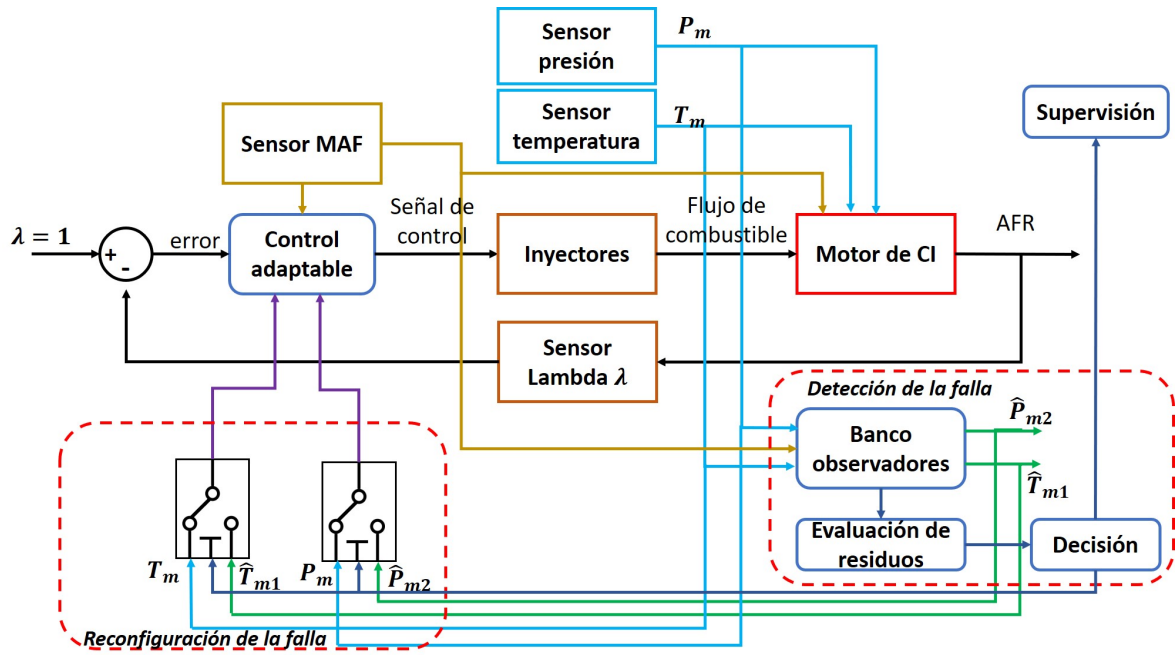


Figura 4.28: Esquema CTF aplicado al motor de CI.

4.4.1. Sistema de detección y aislamiento de fallas

El sistema FDI está basado en el diseño de un filtro de Kalman extendido de alta ganancia (HGEKF *por sus siglas en inglés High Gain Extended Kalman Filter*) para generar redundancia analítica que nos permita detectar y aislar fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión de un motor de CI. El algoritmo FDI compara la señal medida por los sensores con la señal generada por los observadores para detectar un comportamiento inusual en la medición de los sensores.

La redundancia analítica se generó usando un banco de dos observadores no lineales con la estructura mostrada en la Fig. (4.29).

El observador 1 estima la presión \hat{P}_{m1} y la temperatura \hat{T}_{m1} a partir de la entrada de flujo de masa de aire m_{th} y de la salida P_m , lo cual nos permite conocer el valor de T_m aun cuando esta no es medida. El observador 2 estima la presión \hat{P}_{m2} y la temperatura \hat{T}_{m2} a partir de la entrada de flujo de masa de aire m_{th} y de la salida T_m , lo cual nos permite conocer el valor de P_m aun cuando esta no es medida. La diferencia entre la señal medida y la señal estimada por los observadores es comparada, generando un "residuo", después este residuo es comparado contra un umbral. Este umbral está

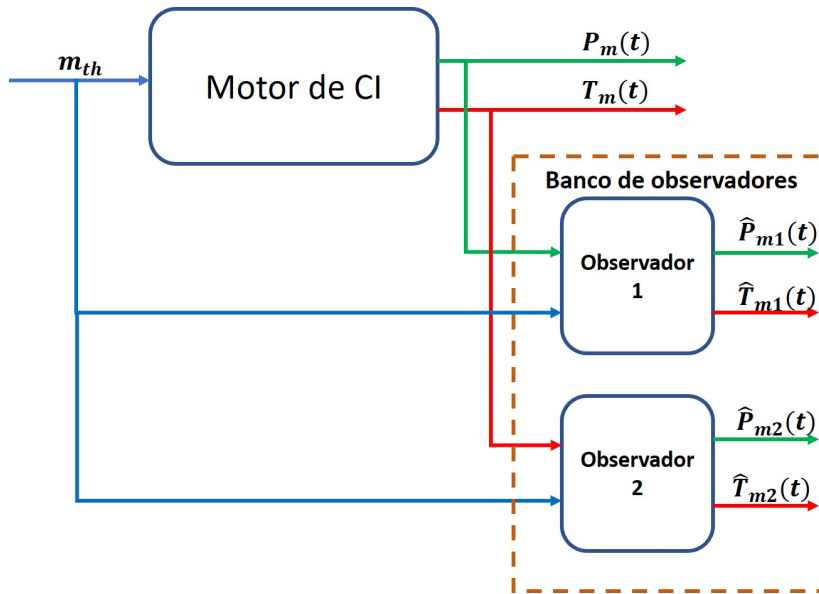


Figura 4.29: Banco de observadores.

determinado por la precisión de los sensores, en este caso para el sensor de presión la precisión es $\pm 3\%$ escala completa (FS *por sus siglas en inglés Full Scale*), y la precisión del sensor de temperatura es $\pm 2,2$ K, se debe tener en cuenta que el umbral para determinar las fallas en el sensor P_m es un umbral variable, ya que la precisión del sensor es de 3% FS, lo que significa que depende de la magnitud de la medición.

Se obtienen los residuos:

$$\begin{aligned} r_1 T_m &= |T_m - \hat{T}_{m1}| \\ r_2 P_m &= |P_m - \hat{P}_{m2}| \end{aligned} \quad (4.27)$$

De acuerdo con este criterio, se puede establecer una matriz de fallas para realizar la identificación y ubicación de las fallas, ver Tabla (4.8).

Tabla 4.8: Matriz de fallas.

Falla	$r_1 T_m$	$r_2 P_m$
P_m	0	1
T_m	1	0

El sistema de FDI también se puede utilizar para evitar una interrupción del proceso cuando falla uno de los sensores. Por lo tanto, cuando una de las señales físicas medidas

por uno de los sensores falla, se reemplaza por la señal generada por los observadores.

Si $r_1 T_m$ es mayor que el umbral, indica una falla en el sensor de temperatura T_m , por lo tanto, el sistema debe cambiar a la señal generada por el observador 1. Ahora si $r_2 P_m$ es mayor que el umbral, indica una falla en el sensor de presión P_m , y el sistema debe cambiar a la señal generada por el observador 2.

4.4.2. Filtro de Kalman extendido de alta ganancia

Para desarrollar el filtro de Kalman extendido de alta ganancia (HGEKF *por sus siglas en inglés High Gain Extended Kalman Filter*) descrito por (Boizot, 2010) consideramos un sistema de la forma dada en Ec. (4.28).

$$\begin{aligned}\frac{dx}{dt} &= A(u)x + b(x, u) \\ y &= C(u)x\end{aligned}\tag{4.28}$$

donde

$$A(u) = \begin{pmatrix} 0 & a_2(u) & 0 & \dots & 0 \\ & & a_3(u) & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \ddots & 0 \\ & & & & a_n(u) \\ 0 & & \dots & & 0 \end{pmatrix}\tag{4.29}$$

$$C(u) = (a_1(u), 0, \dots, 0)\tag{4.30}$$

con $0 < a_m \leq a_i(u) \leq a_M$ para cualquier $u(t)$ con $i = 1, \dots, n$.

Por lo tanto, $b(x, u)$ es suave, campo vectorial dependiente de u , dependiente triangularmente en x y compatible de forma compacta:

$$b(x, u) = \begin{pmatrix} b(x_1, u) \\ b(x_1, x_2, u) \\ \vdots \\ b(x_1, \dots, x_n, u) \end{pmatrix}\tag{4.31}$$

La matriz Jacobiana $b^*(x, u)$ of $b(x, u)$ se considera que tiene un límite superior y el campo vectorial $b(x, u)$ tiene la propiedad Lipschitz.

El HGEKF se define en la Ec. (4.32).

$$\begin{aligned}\frac{dz}{dt} &= A(u)z + b(z, u) - S^{-1}C^T R^{-1}(Cz - y) \\ \frac{dS}{dt} &= -(A(u) + b^*(z, u))^T S - S(A(u) + b^*(z, u)) + C^T R^{-1}C - SQ_\theta S\end{aligned}\quad (4.32)$$

Con Q_θ definido como $Q_\theta = \theta^2 \Delta^{-1} Q \Delta^{-1}$ donde $\theta > 1$ es un parámetro de corrección y

$$\Delta = \begin{pmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \frac{1}{\theta} & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & \frac{1}{\theta^{n-1}} \end{pmatrix}\quad (4.33)$$

Las matrices Q y R son originalmente las matrices de covarianza del estado y el ruido de salida respectivamente, y por lo tanto se espera que sean simétricas y positivas definidas. Dado que este observador se desarrolla dentro del marco de la teoría de observación determinista, esas dos matrices se utilizarán como parámetros de ajuste.

Las matrices Jacobianas de f y h (calculadas con respecto a la variable x) se usan en la ecuación de Riccati:

$$\frac{dS}{dt} = -\left(\frac{\partial f}{\partial x}\bigg|_{x=z}\right)S - S\left(\frac{\partial f}{\partial x}\bigg|_{x=z}\right) + \left(\frac{\partial h}{\partial x}\bigg|_{x=z}\right)R^{-1}\left(\frac{\partial h}{\partial x}\bigg|_{x=z}\right) - SQ_\theta S\quad (4.34)$$

Utilizando las ecuaciones Ecs. (4.35) y (4.36) presentadas en el Capítulo 3 utilizadas para describir la presión P_m y la temperatura T_m dentro del múltiple de admisión:

$$\frac{dP_m}{dt} = -\frac{kR}{V_m}T_m m_{li} + \frac{kRT_a}{V_m}m_{th}\quad (4.35)$$

$$\frac{dT_m}{dt} = -\frac{RT_m T_a}{V_m P_m}m_{li}(k-1) + \frac{RT_m}{V_m P_m}(kT_a - T_m)m_{th}\quad (4.36)$$

y la Ec. (4.37) que representa el flujo de masa de aire que ingresa a los cilindros m_{li} .

$$m_{li} = \frac{\eta_v V n}{120 R T_m} P_m \quad (4.37)$$

Injectando la Ec. (4.37) dentro de las Ecs. (4.35) y (4.36) obtenemos:

$$\begin{aligned} \dot{P}_m &= -\frac{k\eta_v V n P_m}{120 V_m} + \frac{k R T_m}{V_m} m_{th} \\ \dot{T}_m &= -\frac{T_a \eta_v V n}{120 V_m} (k-1) + \frac{R T_m}{V_m P_m} (k T_a - T_m) m_{th} \end{aligned}$$

Si P_m es medida y la entrada $u = m_{th}$, podemos desarrollar un sistema con la estructura mostrada en (4.28), con el estado $\bar{x} = [P_m \ T_m]^T$,

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{P}_m \\ \dot{T}_m \end{pmatrix} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & \frac{kR}{V_m} m_{th} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} P_m \\ T_m \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{k\eta_v V n P_m}{120 V_m} \\ -\frac{T_a \eta_v V n}{120 V_m} (k-1) - \frac{R T_m}{V_m P_m} (T_m - k T_a) m_{th} \end{bmatrix}}_b \\ y &= \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}}_C \begin{bmatrix} P_m \\ T_m \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.38)$$

Finalmente, usando la forma del HGEKF mostrada en (4.32), obtenemos (4.39).

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{\hat{P}}_m \\ \dot{\hat{T}}_m \end{pmatrix} &= A \begin{bmatrix} \hat{P}_m \\ \hat{T}_m \end{bmatrix} + b - S^{-1} C^T R^{-1} [C \begin{bmatrix} \hat{P}_m \\ \hat{T}_m \end{bmatrix} - y] \\ \frac{dS}{dt} &= \left[-A + \frac{\partial b}{\partial \bar{x}} \Big|_{\hat{x}} \right]^T S - S \left[-A + \frac{\partial b}{\partial \bar{x}} \Big|_{\hat{x}} \right] + C^T R^{-1} C - S Q_\theta S \end{aligned} \quad (4.39)$$

donde $\hat{x} = [\hat{P}_m \ \hat{T}_m]$.

Ahora si T_m es medida y la entrada $u = m_{th}$, podemos otra vez desarrollar un

sistema con la estructura mostrada en (4.28), ahora con el estado $\bar{x} = [T_m \frac{1}{P_m}]^T$,

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{T}_m \\ \dot{\frac{1}{P_m}} \end{pmatrix} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & \frac{RT_m}{V_m}(kT_a - T_m)m_{th} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} T_m \\ \frac{1}{P_m} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{T_a\eta_v V n}{120V_m}(k-1) \\ -\frac{k\eta_v V n P_m}{120V_m} + \frac{kRT_m m_{th}}{V_m} \end{bmatrix}}_b \\ y &= \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}}_C \begin{bmatrix} T_m \\ \frac{1}{P_m} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Finalmente, usando la forma del HGEKF mostrada en (4.32), obtenemos (4.41).

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \dot{\hat{T}}_m \\ \dot{\hat{\frac{1}{P_m}}} \end{pmatrix} &= A \begin{bmatrix} \hat{T}_m \\ \hat{\frac{1}{P_m}} \end{bmatrix} + b - S^{-1}C^T R^{-1} [C \begin{bmatrix} \hat{T}_m \\ \hat{\frac{1}{P_m}} \end{bmatrix} - y] \\ \frac{dS}{dt} &= \left[-A + \left. \frac{\partial b}{\partial \bar{x}} \right|_{\hat{\bar{x}}} \right]^T S - S \left[-A + \left. \frac{\partial b}{\partial \bar{x}} \right|_{\hat{\bar{x}}} \right] + C^T R^{-1} C - S Q_\theta S \end{aligned} \quad (4.41)$$

donde $\hat{\bar{x}} = [\hat{T}_m \hat{\frac{1}{P_m}}]$

4.4.3. Desarrollo de la estrategia de control AFR

Para diseñar la ley de control, comenzamos definiendo las siguientes variables de estado como $(x_1, x_2, x_3) = (m_f, n, P_m)$ y $u = m_{fi}$ como la variable manipulada. Después, el flujo de combustible se representa como sigue:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= \frac{dm_f}{dt} = \frac{1}{\tau_{fl}}(-m_f + m_{fi}) + (1 - X) \frac{dm_{fi}}{dt} \\ \dot{x}_1 &= \frac{1}{\tau_{fl}}(-x_1 + u) + (1 - X) \frac{du}{dt} \end{aligned} \quad (4.42)$$

Para permitir que la velocidad del cigüeñal sea una variable de estado, consideramos las siguientes ecuaciones para determinar la aceleración del motor.

$$W_{net} = m_{overall} \eta_t \eta_c \frac{Q_{LHV}}{AFR + 1} \left(1 - \frac{m_r}{m_{overall}} \right) \quad (4.43)$$

donde

$$m_{overall} = m_f + m_{li} \quad (4.44)$$

$$m_{li} = \frac{\eta_v V n}{120RT_m} P_m \quad (4.45)$$

$$\eta_v(n) = a_5 n^5 + a_4 n^4 + a_3 n^3 + a_2 n^2 + a_1 n + a_0 \quad (4.46)$$

Sustituyendo las variables de estado en la Ec. (4.45) y renombrando las variables, obtenemos la Ec. (4.47).

$$m_{li} = \frac{(a_5 x_2^5 + a_4 x_2^4 + a_3 x_2^3 + a_2 x_2^2 + a_1 x_2 + a_0) V x_2}{120RT_m} x_3 \quad (4.47)$$

Por lo tanto, La Ec. (4.44) puede ser reescrita como se muestra en Ec. (4.48).

$$m_{overall} = x_1 + \frac{(a_5 x_2^5 + a_4 x_2^4 + a_3 x_2^3 + a_2 x_2^2 + a_1 x_2 + a_0) V x_2}{120RT_m} x_3 \quad (4.48)$$

Y las pérdidas del par torsional por fricción y bombeo son representados en Ec. (4.49).

$$\begin{aligned} Par_{friction} = & 2,029 \times 10^{-21} x_2^7 - 2,871 \times 10^{-17} x_2^6 + 1,706 \times 10^{-13} x_2^5 - 5,514 \times 10^{-10} x_2^4 + \\ & 1,045 \times 10^6 x_2^3 - 1,162 \times 10^{-3} x_2^2 + 6,982 \times 10^{-1} x_2 - 1,535 \times 10^2 \end{aligned} \quad (4.49)$$

Entonces, podemos representar la aceleración del cigüeñal por la Ec. (4.50).

$$\dot{x}_2 = \frac{dn}{dt} = \frac{\left[\left(m_{overall} \eta_t \eta_c \eta_m \left(\frac{Q_{LHV}}{AFR+1} \right) \left(1 - \left(\frac{m_r}{m_{overall}} \right) \right) \left(\frac{0,25}{\pi} \right) \right) - Par_{friction}(x_2) \right]}{I} \quad (4.50)$$

La presión dentro del múltiple de admisión es representada por la Ec. (4.51)

$$\dot{x}_3 = \frac{dP_m}{dt} = -\frac{kR}{V_m} T_m m_{li} + \frac{kRT_m}{V_m} m_{th} \quad (4.51)$$

Finalmente, se consideran tres variables de estado, una variable manipulada ($u = m_{fi}$) y una salida $y = \hat{h}(x) = \lambda$. Entonces, el modelo no lineal se puede representar en la forma general por la Ec. (4.52).

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x) + G\tilde{u} \\ y &= \hat{h}(x)\end{aligned}\quad (4.52)$$

donde,

$$f(x) = \left[\begin{array}{c} \frac{-x_1}{\tau_{fl}} \\ \frac{\left[\left(m_{overall} \eta_t \eta_c \eta_m \left(\frac{Q_{LHV}}{AFR+1} \right) \left(1 - \left(\frac{m_r}{m_{overall}} \right) \right) \left(\frac{0,25}{\pi} \right) \right) - Par_{friction}(x_2) \right]}{I} \\ -\frac{kRT_m}{V_m} m_{li} + \frac{kRT_m}{V_m} m_{th} \end{array} \right] \quad (4.53)$$

$$G = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.54)$$

$$\tilde{u} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\tau_{fl}} u + (1 - X) \frac{du}{dt} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.55)$$

Para el diseño de control, se supone que existe una incertidumbre constante para cada estado (4.56)

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 + g_1 \tilde{u}_1 + d_1 \\ f_2 + g_2 \tilde{u}_2 + d_2 \\ f_3 + g_3 \tilde{u}_3 + d_3 \end{bmatrix} \quad (4.56)$$

La salida del sistema es $y = \hat{h}(x)$ por lo tanto $h(x) = \lambda$. El error se define como $e = \lambda - r$, donde r es la referencia, entonces el error dinámico debido a las variaciones de la variable de estado se define como se muestra en la Ec. (4.57).

$$\begin{aligned}
\dot{e} &= \frac{\partial h}{\partial x} \dot{x} = \frac{\partial h}{\partial x_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial h}{\partial x_2} \dot{x}_2 + \frac{\partial h}{\partial x_3} \dot{x}_3 \\
&= \left(\frac{\partial h}{\partial x_1} f_1 + \frac{\partial h}{\partial x_2} f_2 + \frac{\partial h}{\partial x_3} f_3 \right) + \left(\frac{\partial h}{\partial x_1} g_1 \tilde{u}_1 + \frac{\partial h}{\partial x_2} g_2 \tilde{u}_2 + \frac{\partial h}{\partial x_3} g_3 \tilde{u}_3 \right) + \\
&\quad \left(\frac{\partial h}{\partial x_1} d_1 + \frac{\partial h}{\partial x_2} d_2 + \frac{\partial h}{\partial x_3} d_3 \right) \tag{4.57}
\end{aligned}$$

Ec. (4.57) puede ser reescrita como Ec. (4.58).

$$\dot{e} = L_h f + \sum_{i=2}^3 L_{hi} g_i \tilde{u}_i + L_h g_1 \tilde{u}_1 + L_h \theta \tag{4.58}$$

donde, $L_h = [L_{h1} L_{h2} L_{h3}] = [\frac{\partial h}{\partial x_1} \frac{\partial h}{\partial x_2} \frac{\partial h}{\partial x_3}]$, $f = [f_1 f_2 f_3]^T$, $\theta = [d_1 d_2 d_3]^T = [\theta_1 \theta_2 \theta_3]^T$.

Cada valor de $L_{hi} g_i$ depende de la variable de estado x , es razonable suponer que $L_{hi} g_i$ y g_i no son cero para un rango de las variables de estado, por lo tanto, las funciones inversas de $L_{hi} g_i$ y g_i existe para este rango. Entonces, podemos reescribir la Ec. (4.58) como Ec. (4.59).

$$\dot{e} = L_{h1} g_1 \left((L_{h1} g_1)^{-1} L_h f + (L_{h1} g_1)^{-1} \sum_{i=2}^3 L_{hi} g_i \tilde{u}_i + \tilde{u}_1 + (L_{h1} g_1)^{-1} L_h \theta \right) \tag{4.59}$$

El objetivo del control es buscar una señal de control adecuada \tilde{u} tal que el error de seguimiento $e(t)$ converge a cero como $t \rightarrow \infty$. Para realizar los objetivos, el controlador adaptativo \tilde{u} se diseña como se muestra en la Ec. (4.60):

$$\tilde{u} = C(L_{h1} g_1)^{-1} e - (L_{h1} g_1)^{-1} L_h f - (L_{h1} g_1)^{-1} L_h \hat{\theta} \tag{4.60}$$

donde $\theta = [\theta_1 \theta_2 \theta_3]^T$ y la ley de actualización paramétrica se muestra en la Ec. (4.61)

$$\dot{\hat{\theta}} = q L_h^T e \tag{4.61}$$

con las ganancias de retroalimentación $q > \theta$.

4.4.4. Validación de los observadores HGEKF

El propósito de este análisis es validar los observadores Eqs. (4.39) y (4.41). La prueba tuvo una duración de 500 s, la velocidad del motor n se varió en un rango entre 824 y 1820 *rpm*, la temperatura ambiente T_a varió entre 304 y 308 *K* y finalmente el flujo de masa de aire m_{th} vario entre $1,8 \times 10^{-3}$ y $4,2 \times 10^{-3}$ *kg/s*.

La Fig. (4.30) muestra los resultados obtenidos de la prueba realizada. La presión y la temperatura estimada con el banco de observadores (\hat{P}_{m1} , \hat{P}_{m2} , \hat{T}_{m1} y \hat{T}_{m2}) y la presión y la temperatura medida (P_m y T_m) son comparadas para obtener el error de estimación.

La Fig. (4.30) presentó buenos resultados, y para cuantificarlos, el error cuadrático medio (MSE *por sus siglas en inglés Mean Square Error*) entre los valores medidos y los valores estimados se presenta en la Tabla (4.9).

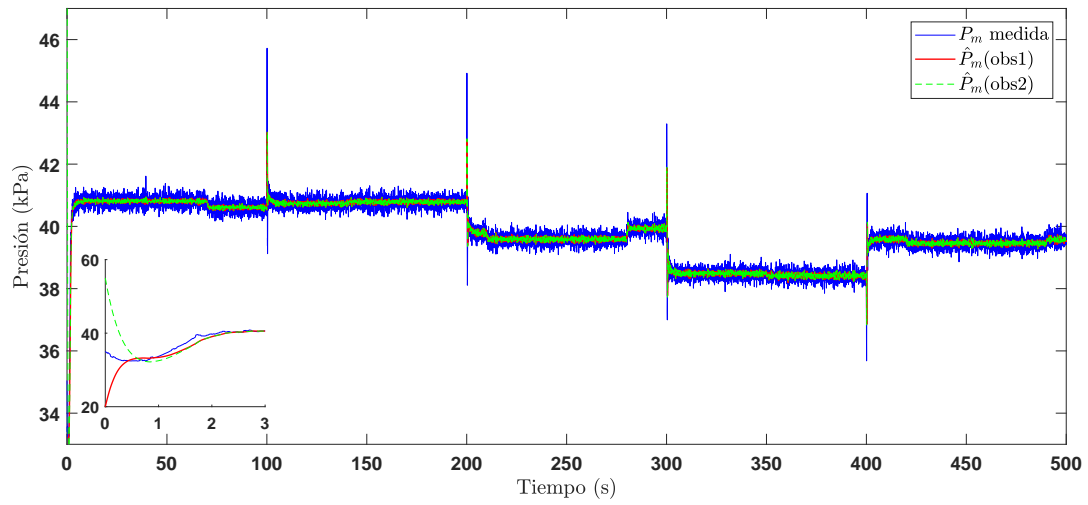
Tabla 4.9: MSE de la presión y temperatura estimada del motor de CI.

	MSE \hat{P}_m	MSE \hat{T}_m
Observador 1	0,0809	0,1487
Observador 2	0,1350	0,1888

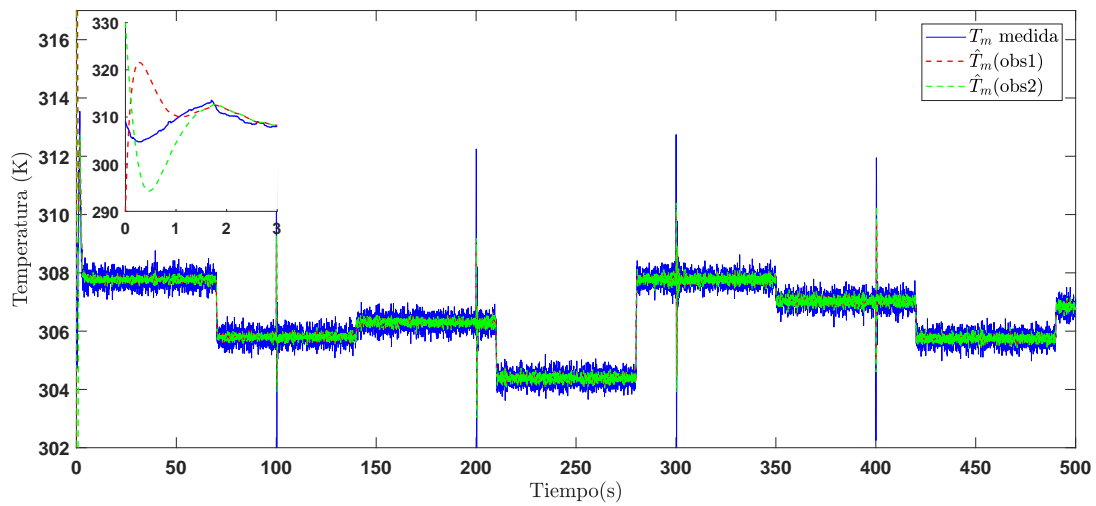
4.4.5. Control de la relación aire-combustible

El propósito de esta prueba es verificar el desempeño del controlador AFR. La prueba se realizó bajo las mismas condiciones de operación que se utilizaron en la validación de los observadores. La Fig. (4.31) se observa el comportamiento de la señal AFR, la cual se mantiene en el valor deseado de 14,6 bajo diferentes condiciones de operación permitiendo un desempeño óptimo del motor de CI. Se obtuvo el error cuadrático medio (MSE) y la raíz del error cuadrático medio (RMSE *por sus siglas en inglés Root Mean Square Error*) para cuantificar el desempeño del controlador adaptativo. (Ver Tabla 4.10)

En la Fig. (4.32) se observa el comportamiento de la señal λ bajo diferentes condiciones de operación del motor de CI, la señal λ se mantiene en el valor de referencia igual a 1, lo cual indica la operación correcta del controlador. Además, garantiza que



(a) Presión estimada



(b) Temperatura estimada

Figura 4.30: Validación de los observadores.

Tabla 4.10: Errores del controlador AFR.

	MSE	RMSE
<i>Control adaptativo</i>	0,0328	0,1812

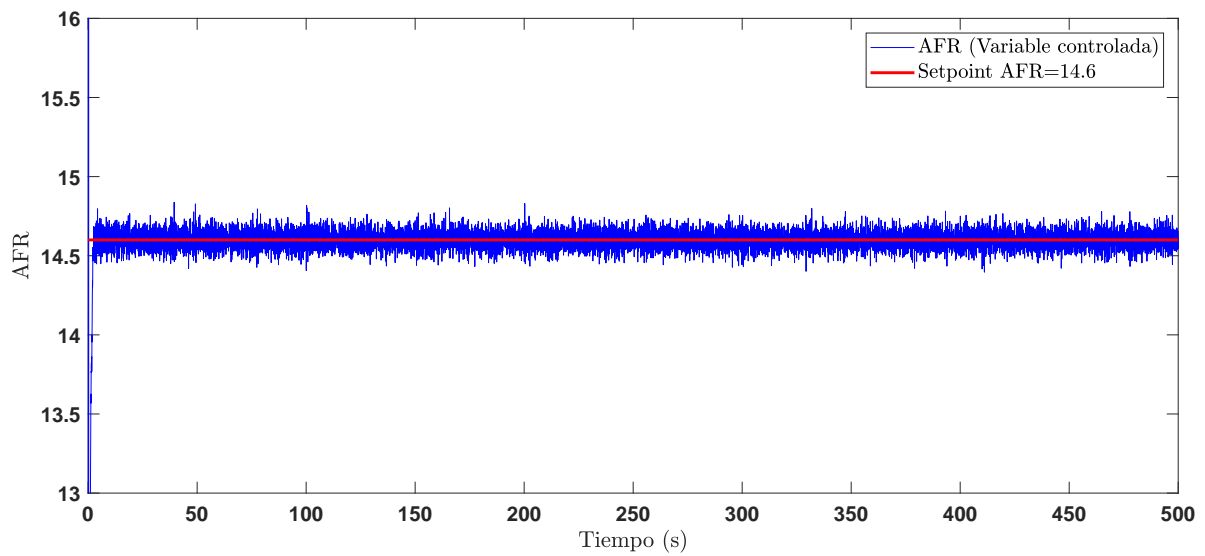
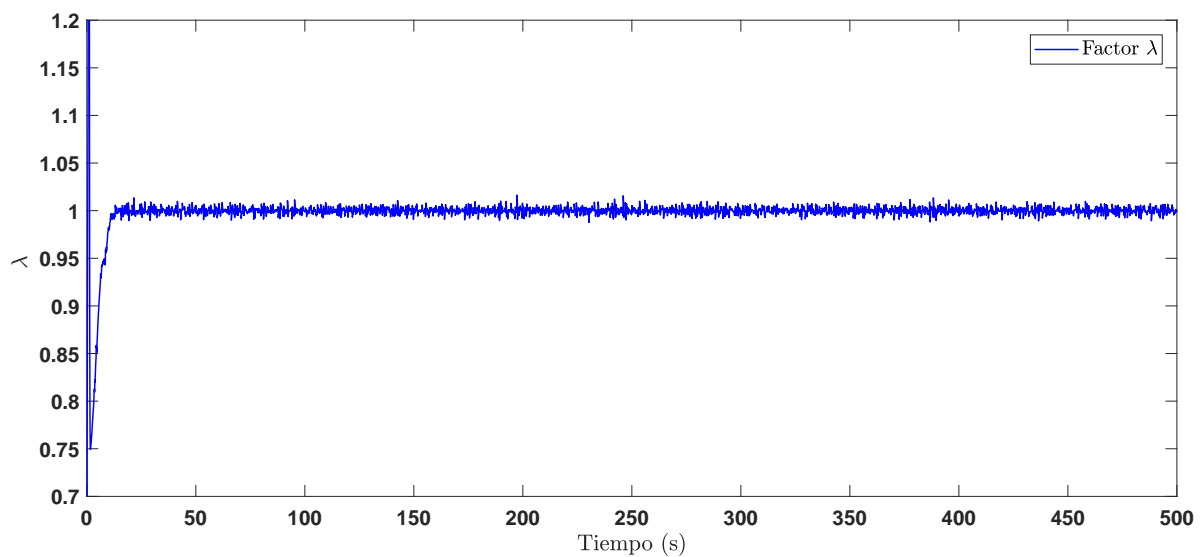


Figura 4.31: Señal controlada AFR.

se lleve a cabo una combustión completa, lo que permite optimizar el consumo de combustible sin perder potencia y, por lo tanto, reducir la emisión de gases contaminantes del motor de CI.

Figura 4.32: Factor λ .

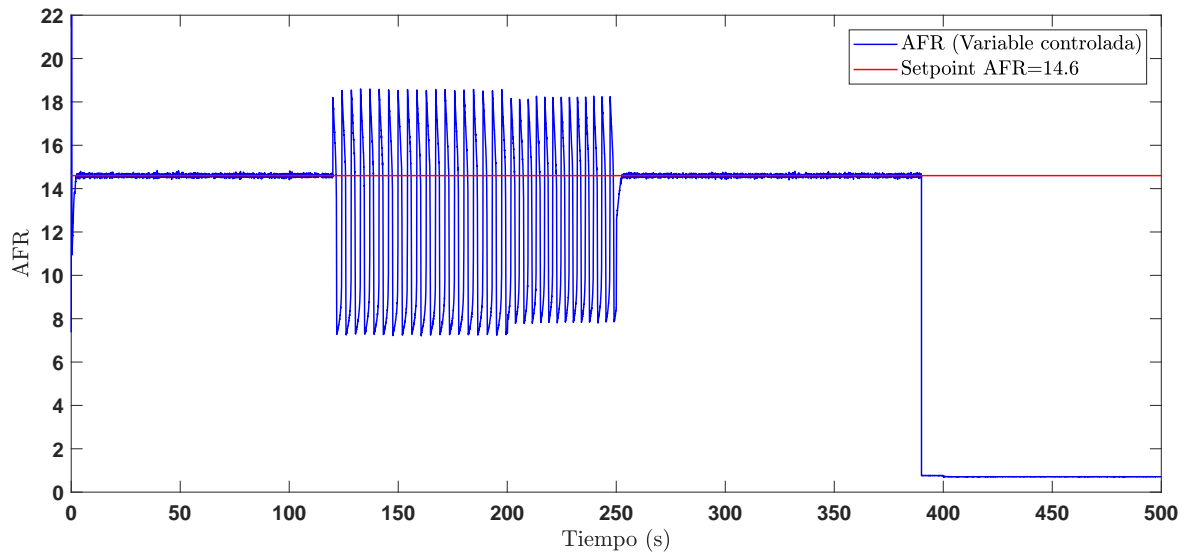
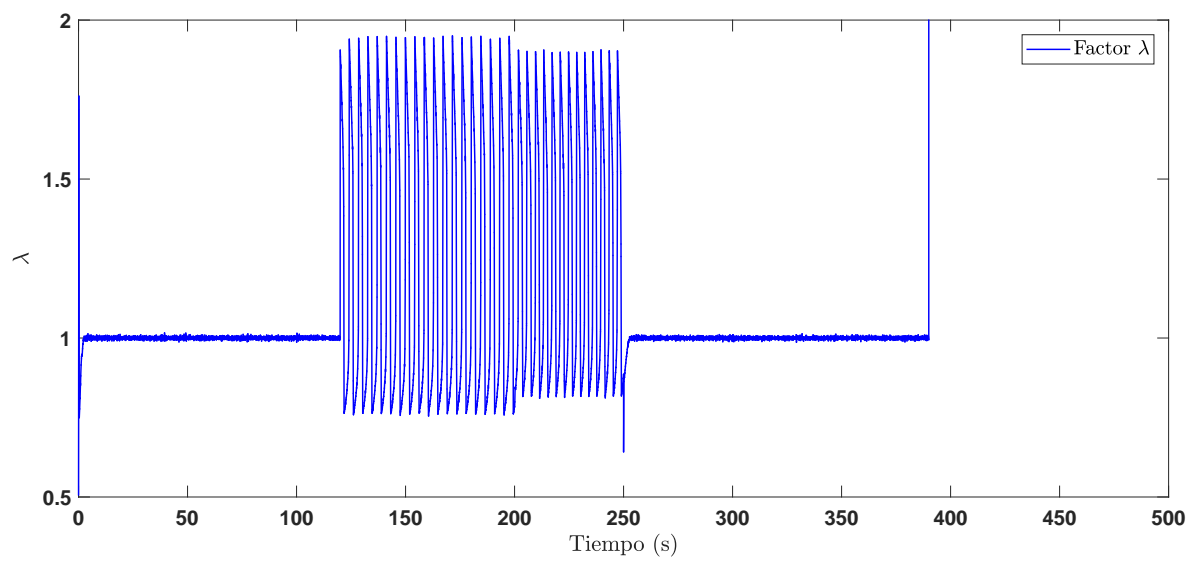
4.4.6. Fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión del motor de CI.

Los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión tienen una tarea importante en el proceso de combustión. Las señales medidas por estos sensores se utilizan para poder realizar un ajuste adecuado de la regulación AFR, obteniendo un rendimiento óptimo del motor de CI. A partir de la señal de estos sensores se ajustan diversos parámetros, tales como: cantidad de combustible inyectado, ajuste del ángulo de encendido, etc. La regulación AFR depende de la medición correcta de estos sensores, debido a que una mala medición provocaría que el controlador tenga un funcionamiento deficiente provocando una mala combustión, desencadenando así varios problemas como pueden ser: aumento en la emisión de gases contaminantes, aumento del consumo de combustible, detonaciones, problemas de arranque o en el peor de los casos, daños total al motor de CI. Las fallas en los sensores de presión y temperatura pueden ser causadas por fallas o deterioro de sus componentes electrónicos, suciedad, fin de su vida útil o por desconexión.

En esta prueba, las fallas se introdujeron mediante software en la medición del sensor de temperatura T_m . Del tiempo 120 a 250 s se introdujo una falla parcial, mientras que a partir del tiempo 390 s se introdujo una falla total.

En la Fig. (4.33a) Se muestra que en los instantes en que se introducen las fallas del sensor de temperatura, el controlador AFR no puede realizar la regulación correcta, esto se debe a que el controlador necesita las mediciones correctas de los sensores de presión y temperatura para tener una operación adecuada. Por lo tanto, en la Fig. (4.33b) se observa que en los instantes de falla del sensor de temperatura hay una mala calidad de combustión porque el valor de λ es diferente de 1.

En la Fig. (4.34) se realizó una comparación entre el flujo de combustible demandado en operación sin fallas y con escenarios de fallas. Se puede examinar que en los tiempos de operación con fallas hubo un aumento en el consumo de combustible que resultaría en una mezcla rica (exceso de combustible), por lo que una mala combustión causará una mayor emisión de gases contaminantes, así como también afectará las eficiencias térmicas y de combustión del motor de CI. Además, en el momento de la falla total hay

(a) Señal AFR controlada (Falla en T_m)(b) Factor λ (Falla en T_m)Figura 4.33: Control AFR y factor λ (Falla en T_m).

un aumento excesivamente grande en el flujo de combustible que hará que el motor se apague o tenga detonaciones que lo dañen por completo.

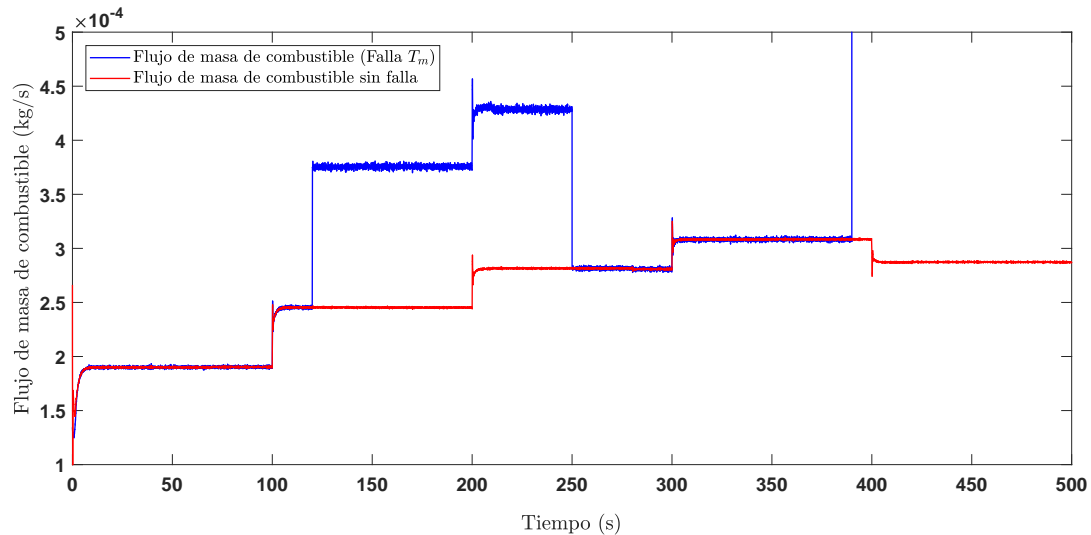
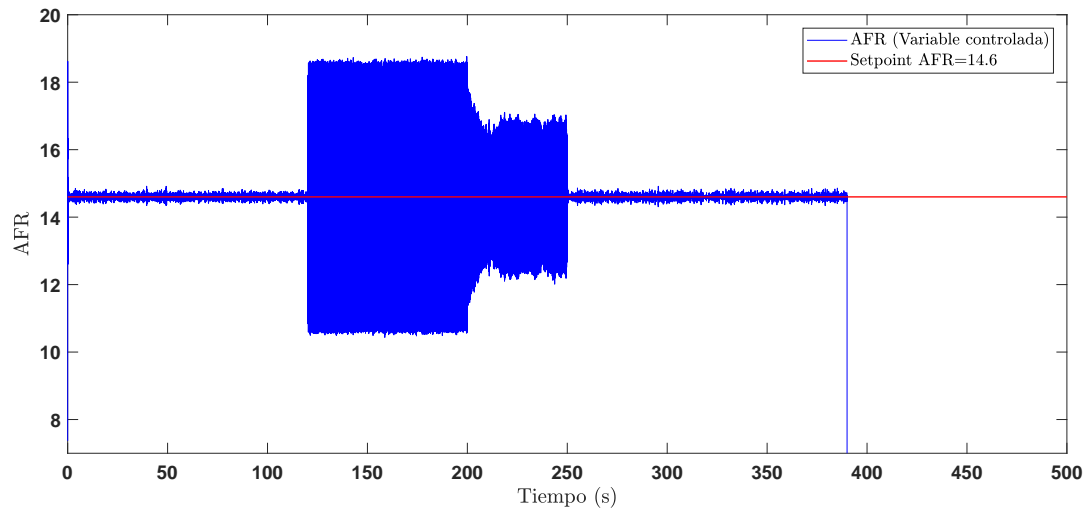
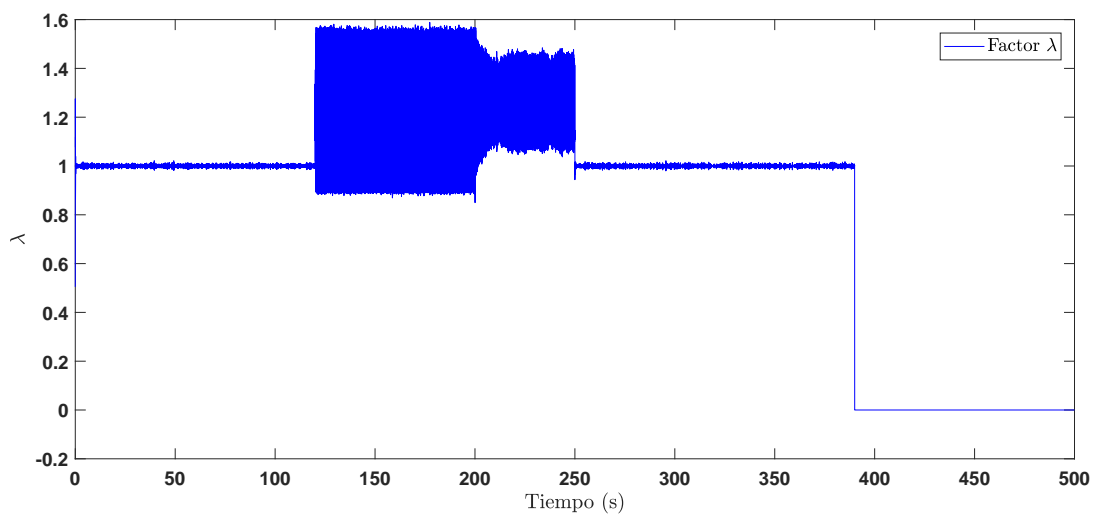


Figura 4.34: Flujo de masa de combustible.

Ahora, las fallas se introdujeron mediante software en la medición del sensor de presión P_m . Del tiempo 120 a 250 s se introdujo una falla parcial, mientras que a partir del tiempo 390 s se introdujo una falla total.

En la Fig. (4.35a) Se muestra que en los instantes en que se introducen las fallas del sensor de presión, el controlador AFR no puede realizar la regulación correcta, esto se debe a que el controlador necesita las mediciones correctas de los sensores de presión y temperatura para tener una operación adecuada. Por lo tanto, en la Fig. (4.35b) se observa que en los instantes de falla del sensor de presión hay una mala calidad de combustión porque el valor de λ es diferente de 1.

En la Fig. (4.36) se realizó la comparación entre el flujo de combustible demandado por el motor de CI en operación sin fallas y con escenarios de fallas. Se puede concluir que cuando ocurre la falla parcial hubo un aumento en el consumo de combustible, lo que resultaría en una mezcla rica (exceso de combustible), lo que provocaría una mala combustión y una mayor emisión de gases contaminantes, además de afectar la eficiencia térmica y de combustión del motor, mientras que en el momento que ocurre la falla total hay una disminución demasiado grande en el flujo de combustible que

(a) Señal controlada AFR (Falla en P_m)(b) Factor λ (Falla en P_m)Figura 4.35: Control AFR y factor λ (Falla en P_m).

genera una mezcla pobre (exceso de aire) que causará que el proceso de combustión en el motor de CI no se pueda realizar.

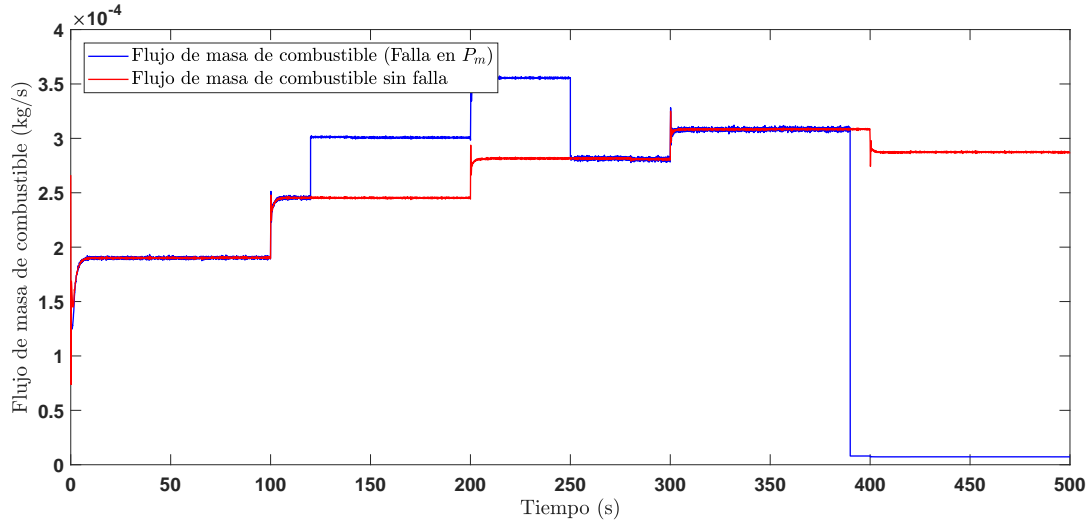
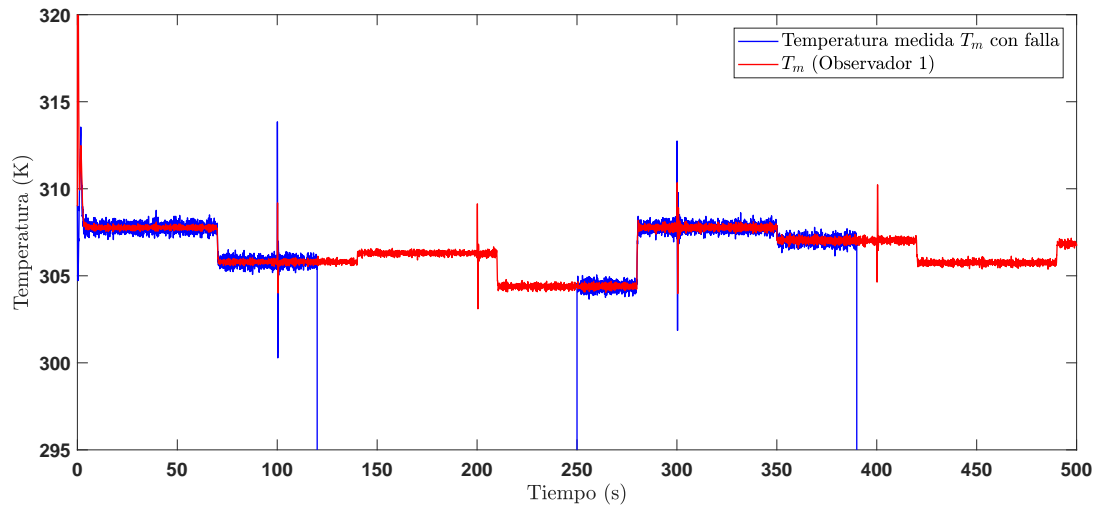


Figura 4.36: Flujo de masa de combustible.

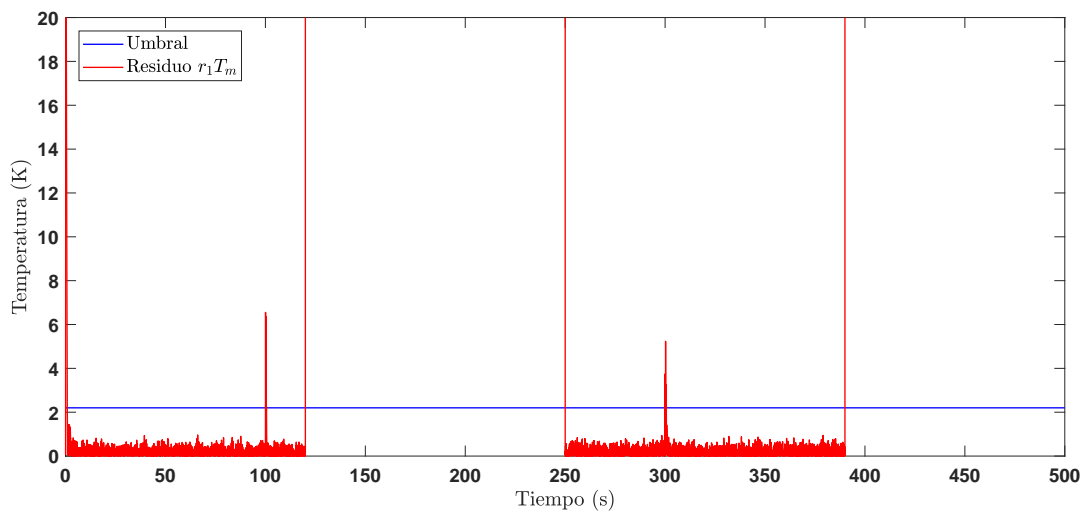
4.4.7. Control AFR tolerante a fallas

En esta prueba, se introdujeron fallas por medio de software en la medición del sensor de temperatura T_m . Desde el tiempo 120 a 250 s se introdujo una falla parcial, mientras que desde el tiempo 390 s se introdujo una falla total. Se observa en la Fig. (4.37a) que incluso con la presencia de fallas en el sensor de temperatura, el observador 1 es capaz de estimar la presión \hat{P}_{m1} y temperatura \hat{T}_{m1} del múltiple de admisión del motor de CI. En la Fig. (4.37b) se observa el residuo generado cuando ocurren fallas, considerando el residuo $r1T_m$ se concluye que el sistema nos permite detectar y localizar fallas en el sensor de temperatura T_m . Además, el sistema de CTF conmuta la señal con falla a la señal estimada por el observador para mantener el motor de CI en operación continua.

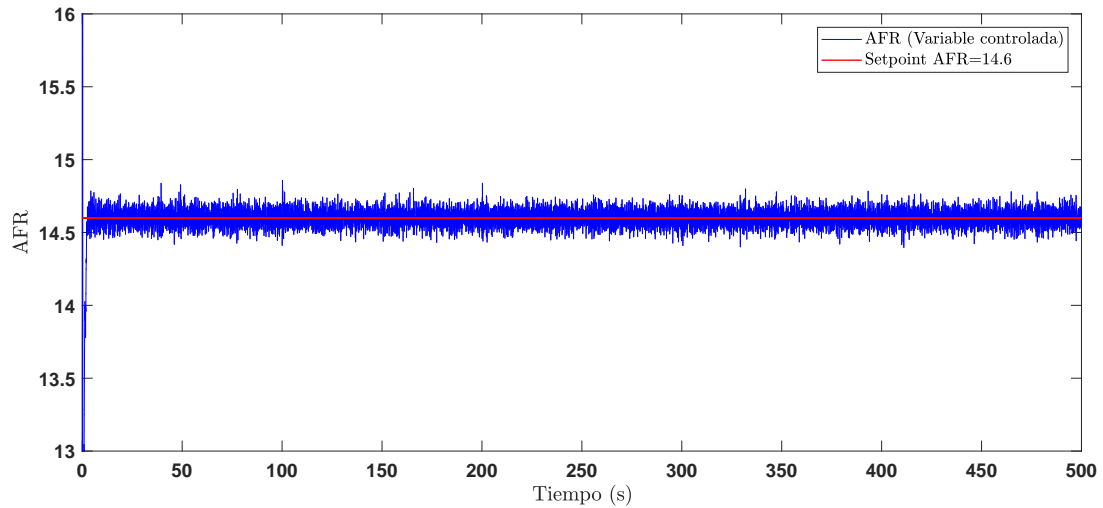
En la Fig. (4.38a) y (4.38b) se muestran las señal controlada AFR y el factor lambda, el CTF permite que el controlador AFR a pesar de la existencia de fallas en el sensor de temperatura continúe funcionando correctamente, caso contrario a cuando el sistema de CTF no se implementó. De manera similar en la Fig. (4.38b) se observa que el valor



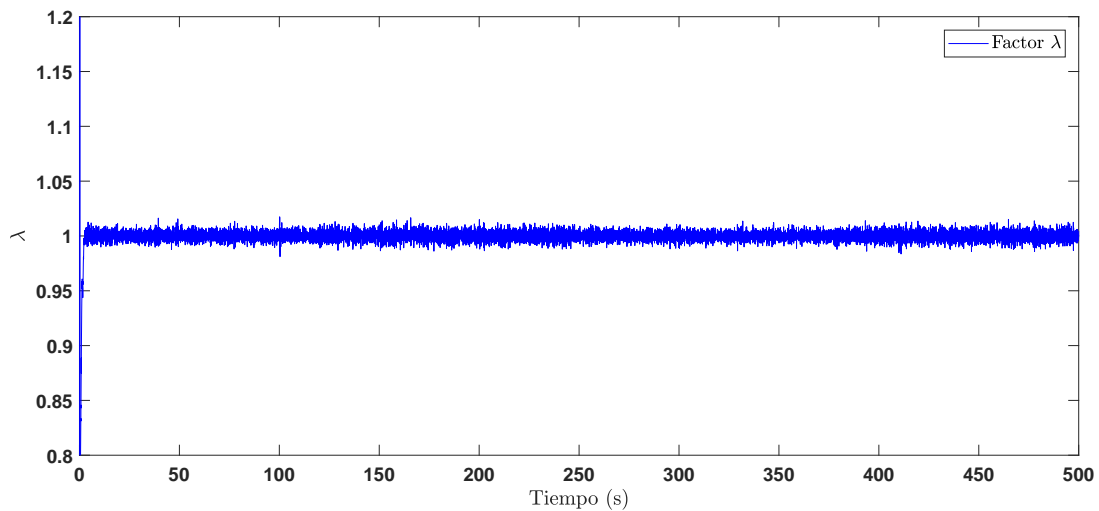
(a) Temperatura medida y temperatura estimada

(b) Residuo r_1T_m Figura 4.37: Falla en el sensor de temperatura T_m .

de lambda se mantiene en 1. El sistema de CTF nos permite tener un funcionamiento correcto del motor de CI manteniendo una buena calidad de combustión, lo que resulta en un mejor rendimiento del motor.

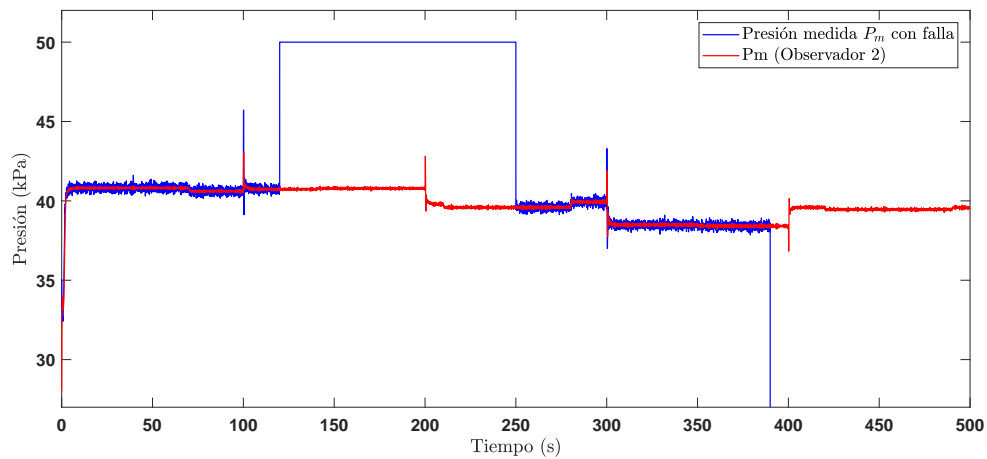


(a) Señal AFR controlada (CTF aplicado)

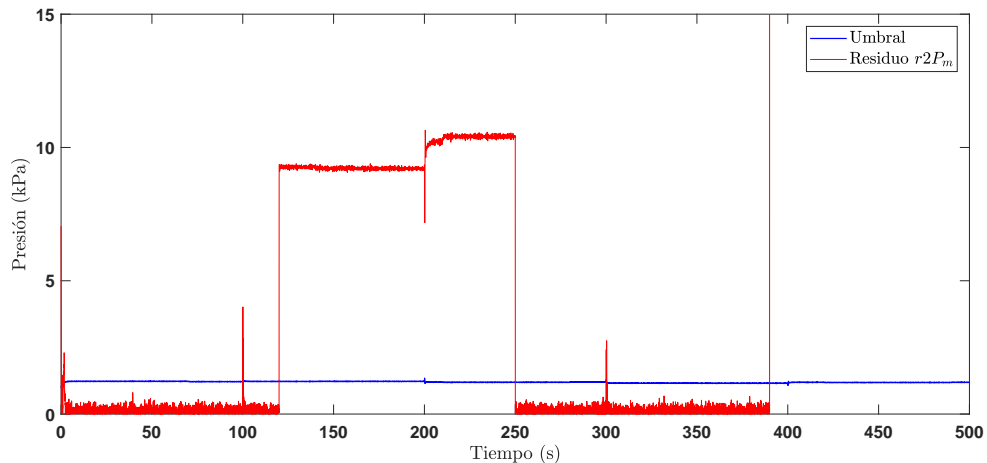
(b) Factor λ (CTF aplicado)Figura 4.38: Señales AFR y λ .

Ahora, en esta prueba, se introdujeron fallas por medio de software en la medición del sensor de presión P_m . Desde el tiempo 120 a 250 s se introdujo una falla parcial, mientras que desde el tiempo 390 s se introdujo una falla total. Se observa en la Fig.

(4.39a) que incluso con la presencia de fallas en el sensor de presión, el observador 2 es capaz de estimar la presión \hat{P}_{m2} y temperatura \hat{T}_{m2} del múltiple de admisión del motor de CI. En la Fig. (4.39b) se observa el residuo generado cuando ocurren fallas, considerando el residuo $r2P_m$ se concluye que el sistema nos permite detectar y localizar fallas en el sensor de presión P_m . Además, el sistema de CTF conmuta la señal con falla a la señal estimada por el observador para mantener el motor de CI en operación continua.

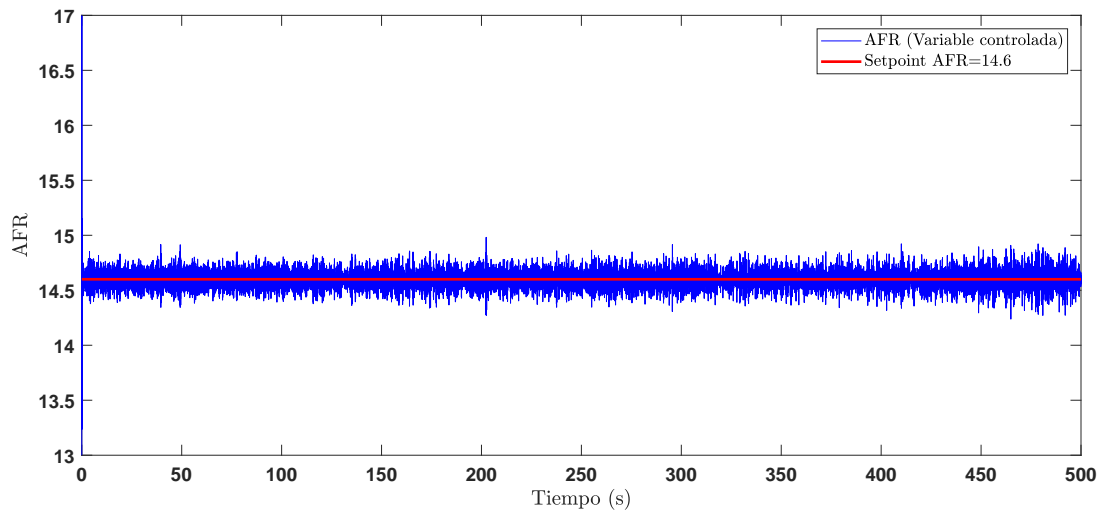


(a) Presión medida y presión estimada

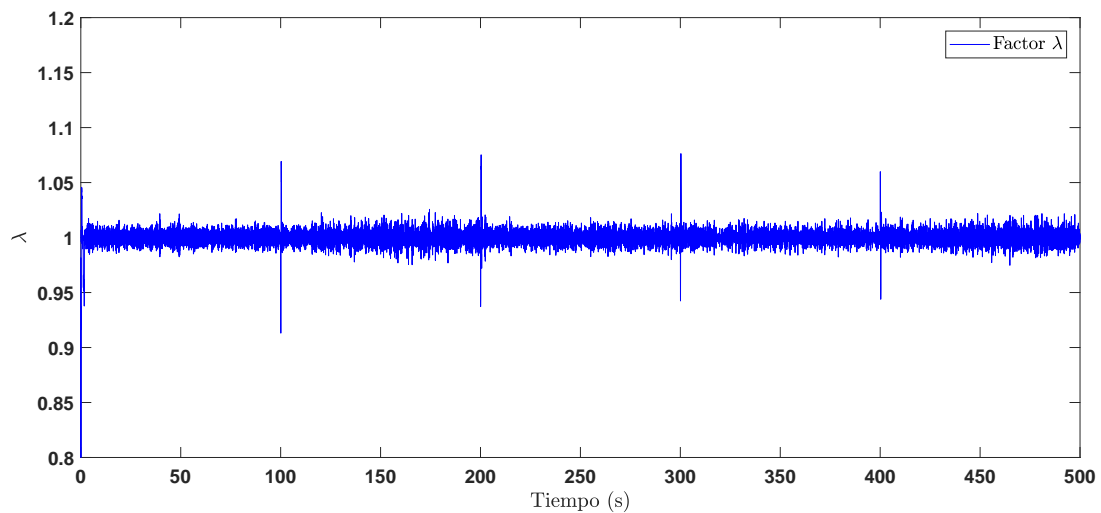
(b) Residuo $r2P_m$ Figura 4.39: Falla en el sensor de presión P_m .

En la Fig. (4.40a) y (4.40b) se muestran las señal controlada AFR y el factor lambda,

el CTF permite que el controlador AFR a pesar de la existencia de fallas en el sensor de presión continúe funcionando correctamente, caso contrario a cuando el sistema de CTF no se implementó. De manera similar en la Fig. (4.38b) se observa que el valor de lambda se mantiene en 1. El sistema de CTF nos permite tener un funcionamiento correcto del motor de CI manteniendo una buena calidad de combustión, lo que resulta en un mejor rendimiento del motor.



(a) Señal AFR controlada (CTF aplicado)

(b) Factor λ (CTF aplicado)Figura 4.40: Señales AFR y λ .

Capítulo 5

Conclusiones y trabajos futuros

5.1. Conclusiones

5.1.1. Control del ángulo de encendido

Se realizó el modelado matemático de la dinámica dentro de la cámara de combustión y el controlador para la regulación del ángulo de encendido basado en una ANN. A partir de los resultados obtenidos, se concluye que el ángulo de encendido de un motor de CI es un parámetro importante a tener en cuenta debido a que el torque y la eficiencia del motor de CI dependen de ello. La ANN propuesta para controlar el ángulo de encendido tuvo un buen desempeño. Los resultados mostraron que la influencia del etanol y el hidrógeno aumentan las eficiencias térmicas y de combustión del motor de CI en un 1.5 % y 4.8 % respectivamente. Respecto a la implementación se logró realizar el control del ángulo de encendido del motor de CI utilizando gasolina pura, esto se realizó mediante la programación de la ANN en el software LabView.

5.1.2. Diagnóstico de fallas en sensores

Se consideró un modelo matemático para representar las dinámicas de la presión y temperatura dentro del múltiple de admisión del motor de CI. Este modelo fue utilizado para el diseño de observadores basados en EFK. Los buenos resultados obtenidos en comparación con los datos experimentales permitieron validar tanto el modelo como los observadores. Posteriormente, el diseño de estos observadores se utilizó para desa-

rollar un sistema FDI para detectar fallas en los sensores de temperatura y presión del motor de CI. Nuevamente, a partir de los resultados experimentales se descubrió que el sistema FDI es capaz de detectar fallas. Además, también es posible generar una señal de advertencia cuando se produce una falla, al mismo tiempo determinar qué sensor contiene la falla y cuándo ocurre la falla. Una desventaja es que el sistema necesita al menos una señal medida, por lo que en este caso no es posible determinar múltiples fallas.

5.1.3. Control AFR tolerante a fallas

Se consideró un modelo matemático para representar las principales variables de un motor de CI. La parte del modelo que representa la dinámica de la presión y la temperatura dentro del múltiple de admisión del motor de CI se utilizó para el diseño de los observadores HGEKF basados en la medición real de la presión o temperatura del múltiple de admisión. Se obtuvieron buenos resultados de la comparación de las señales estimadas por los observadores y de las señales medidas, lo que nos permitió validar los observadores. Después, el diseño de estos observadores se usó para desarrollar un sistema FDI para detectar y aislar fallas en los sensores de presión y temperatura del múltiple de admisión del motor de CI. Después de realizar pruebas, se confirmó que el sistema FDI es capaz de detectar fallas, además es posible generar una señal de alarma cuando una falla ocurre, al mismo tiempo de determinar cuál sensor contiene la falla y el momento en que ocurre. Posteriormente, se diseñó un sistema de CTF el cual está compuesto por un controlador adaptativo que mantiene la regulación AFR del motor de CI, garantizando una combustión óptima, mejorando el desempeño del motor de CI y reduciendo la emisión de gases contaminantes. El controlador adaptativo se acopló con el sistema FDI donde se genera la redundancia analítica. El residuo generado por el sistema FDI se analiza y se toma una decisión, si existe una falla se realiza la reconfiguración del controlador, conmutando la señal generada por el sistema FDI por la señal del sensor con falla. Los resultados demostraron la efectividad del método propuesto.

5.2. Trabajos futuros

Diferentes trabajos se pueden derivar a partir de la investigación realizada en este tema de tesis, como pueden ser:

- Realizar un control para el ángulo de encendido basado en modelo.
- Desarrollar un esquema de control tolerante a fallas aplicado a otros sensores del motor de CI.
- Extender el sistema de detección y aislamiento de fallas en actuadores del motor de CI.
- Extender el sistema de control tolerante a fallas en actuadores del motor de CI.
- Realizar la implementación del método propuesto en este trabajo utilizando la mezcla E10+hidrógeno.
- Extender esta metodología a otros biocombustibles.

5.2.1. Aportación

Las aportaciones de esta tesis son las siguientes:

- Desarrollo de una estrategia de control para la regulación del ángulo de encendido de un motor de CI utilizando múltiples combustibles.
- Desarrollo de un sistema de detección y aislamiento de fallas aplicado en sensores del motor de CI.
- Desarrollo de un sistema de control tolerante a fallas en sensores del motor de CI.
- Publicación de artículos en congresos y artículos en revistas indexadas.

5.2.2. Publicaciones realizadas

Revista:

- Carbot-Rojas, D. A., Escobar-Jiménez, R. F., Gómez-Aguilar, J. F., & Téllez-Anguiano, A. C. (2017). A survey on modeling, biofuels, control and supervision systems applied in internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 73, 1070-1085.
- Carbot-Rojas, D. A., Escobar-Jiménez, R. F., Gómez-Aguilar, J. F., & Téllez-Anguiano, A. C. (2020). Modelling and control of the ignition timing of an internal combustion engine based on an ANN. *Combustion Theory and Modelling*. DOI: 10.1080/13647830.2019.1704888.

Congreso:

- Carbot-Rojas, D. A., Besançon, G., & Escobar-Jiménez, R. F. (2019, October). EKF based sensor fault diagnosis for an internal combustion engine. In *2019 23rd International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC)* (pp. 43-48). IEEE.

Enviados:

- Design of an adaptive control to feed a hydrogen-enriched E10 blend to an internal combustion engine.
- Fault tolerant air-fuel ratio control of an internal combustion engine.

Bibliografía

- Abdullah, N. R., Zaharin, M. S. M., Mamat, A. M. I., Nawli, M. R. M., and Sharudin, H. (2015). effects of ethanol blends on gasoline engine performance and exhaust emissions. *Jurnal Teknologi*, 76(11).
- Agarwal, A. K., Karare, H., and Dhar, A. (2014). Combustion, performance, emissions and particulate characterization of a methanol-gasoline blend (gasohol) fuelled medium duty spark ignition transportation engine. *Fuel Processing Technology*, 121:16–24.
- Ahmed, R., El-Sayed, M., Gadsden, S., Tjong, J., and Habibi, S. (2015). Automotive internal-combustion-engine fault detection and classification using artificial neural network techniques. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 64(1):21–33.
- Al-Baghdadi, M. A. S. (2003). Hydrogen-ethanol blending as an alternative fuel of spark ignition engines. *Renewable Energy*, 28(9):1471–1478.
- Al-Olimat, K. S., Ghandakly, A. A., and Jamali, M. M. (2000). Adaptive air-fuel ratio control of an SI engine using fuzzy logic parameters evaluation. Technical report, SAE Technical Paper (No. 2000-01-1246).
- Alagumalai, A. (2014). Internal combustion engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38:561–571.
- Alippi, C., De-Russis, C., and Piuri, V. (1988). A fine control of the air-to-fuel ratio with recurrent neural networks. In *Instrumentation and Measurement Technology Conference, 1998. IMTC/98. Conference Proceedings. IEEE*, volume 2, pages 924–929. IEEE.

- Alippi, C., De-Russis, C., and Piuri, V. (2003). A neural-network based control solution to air-fuel ratio control for automotive fuel-injection systems. *Systems, Man, and Cybernetics, Part C: Applications and Reviews, IEEE Transactions on*, 33(2):259–268.
- Andersson, P. and Eriksson, L. (2002). Detection of exhaust manifold leaks on a turbocharged SI-engine with wastegate. Technical report, SAE Technical Paper (No. 2002-01-0844).
- Aquino, C. F. (1981). Transient a/f control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine. Technical report, SAE Technical Paper (No. 810494).
- Ashok, B., Ashok, S. D., and Kumar, C. R. (2016). A review on control system architecture of a SI engine management system. *Annual Reviews in Control*, 41:94–118.
- Ault, B. A., Jones, V. K., Powell, J. D., and Franklin, G. F. (1994). Adaptive air-fuel ratio control of a spark-ignition engine. Technical report, SAE Technical Paper (No. 940373).
- Azzoni, P., Minelli, G., Moro, D., Ceccarani, M., and Rizzoni, G. (1999). Air-fuel ratio control for a high performance engine using throttle angle information. Technical report, SAE Technical Paper (No. 1999-01-1169).
- Balki, M. K. and Sayin, C. (2014). The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline. *Energy*, 71:194–201.
- Balki, M. K., Sayin, C., and Canakci, M. (2014). The effect of different alcohol fuels on the performance, emission and combustion characteristics of a gasoline engine. *Fuel*, 115:901–906.
- Barghi, F. and Safavi, A. A. (2011). Experimental validation of recurrent neuro-fuzzy networks for afr estimation and control in SI engines. In *Computational Intelligence for Measurement Systems and Applications (CIMSA), 2011 IEEE International Conference on*, pages 1–6. IEEE.

- Bergthorson, J. M. and Thomson, M. J. (2015). A review of the combustion and emissions properties of advanced transportation biofuels and their impact on existing and future engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42:1393–1417.
- Boizot, N. (2010). *Adaptative high-gain extended Kalman filter and applications*. PhD thesis.
- Capriglione, D., Liguori, C., Pianese, C., and Pietrosanto, A. (2003). On-line sensor fault detection, isolation, and accommodation in automotive engines. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 52(4):1182–1189.
- Capriglione, D., Liguori, C., and Pietrosanto, A. (2004). Analytical redundancy for sensor fault isolation and accommodation in public transportation vehicles. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 53(4):993–999.
- Capriglione, D., Liguori, C., and Pietrosanto, A. (2007). Real-time implementation of IFDIA scheme in automotive systems. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 56(3):824–830.
- Carrera, J. L., Riesco, J., Martinez, S. M., Sanchez, F. A., and Gallegos, A. M. (2013). Numerical study on the combustion process of a biogas spark ignition engine. *Thermal Science*, 17(1):241–254.
- Cervantes-Bobadilla, M. (2018). *Implementación de un sistema de control para un proceso de combustión interna empleando múltiples combustibles*. PhD thesis.
- Ceviz, M. A., Sen, A. K., Küleri, A. K., and Öner, I. V. (2012). Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn si engine fueled by gasoline–hydrogen blends. *Applied Thermal Engineering*, 36:314–324.
- Chang, C. F., Fekete, N. P., and Powell, J. D. (1993). Engine air-fuel ratio control using an event-based observer. Technical report, SAE Technical Paper (No. 930766).
- Chatterjee, A., Dutta, S., and Mandal, B. K. (2014). Combustion performance and emission characteristics of hydrogen as an internal combustion engine fuel. *Journal of Aeronautical and Automotive Engineering*, 1(1):1–6.

- Chen, J. and Randall, R. B. (2015). Improved automated diagnosis of misfire in internal combustion engines based on simulation models. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 64:58–83.
- Chen, R. and Nishida, K. (2014). Spray evaporation of ethanol-gasoline-like blend and combustion of ethanol-gasoline blend injected by hole-type nozzle for direct-injection spark ignition engines. *Fuel*, 134:263–273.
- Chiang, M., Manzie, C., Watson, H., and Palaniswami, M. (2002). Estimation of the stoichiometric air-fuel ratio in liquefied petroleum gas-injected engines. *SAE Paper*, pages 2002-01-2738.
- Chiavola, O. (2001). Integrated modelling of internal combustion engine intake and exhaust systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 215(4):495–506.
- Cho, D. and Hedrick, J. K. (1988). A nonlinear controller design method for fuel-injected automotive engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110(3):313–320.
- Cho, D. and Hedrick, J. K. (1989). Automotive powertrain modeling for control. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 111(4):568–576.
- Cho, D. and Hedrick, J. K. (1991). Sliding mode fuel-injection controller: Its advantages. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 113(3):537–541.
- Copp, D. G., Burnham, K. J., and Lockett, F. P. (1998). Model comparison for feed-forward air/fuel ratio control. In *Control'98. UKACC International Conference on (Conf. Publ. No. 455)*, volume 1, pages 670–675. IET.
- Corti, E. and Forte, C. (2010). Spark advance real-time optimization based on combustion analysis. In *ASME 2010 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, pages 675–685. American Society of Mechanical Engineers.
- Czech, P., Wojnar, G., Burdzik, R., Konieczny, L., and Warczek, J. (2014). Application of the discrete wavelet transform and probabilistic neural networks in IC engine fault diagnostics. *Journal of Vibroengineering*, 16(4):1619–1639.

- Daw, C. S., Kennel, M. B., Finney, C. E. A., and Connolly, F. T. (1998). Observing and modeling nonlinear dynamics in an internal combustion engine. *Physical Review E*, 57(3):2811.
- de Almeida, L. Q., Sales, L. C. M., and Sodré, J. R. (2015). Fuel consumption and emissions from a vehicle operating with ethanol, gasoline and hydrogen produced on-board. *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(21):6988–6994.
- De Simio, L., Gambino, M., and Iannaccone, S. (2012). Effect of ethanol content on thermal efficiency of a spark-ignition light-duty engine. *ISRN Renewable Energy*, 2012.
- Dinga, G. P. (1989). Hydrogen: The ultimate fuel and energy carrier. *Int J. Hydrogen Energy*, 14(11):777–784.
- Dobner, D. J. (1980). A mathematical engine model for development of dynamic engine control. Technical report, SAE Technical Paper (No. 800054).
- Dobner, D. J. (1983). Dynamic engine models for control development part I: Nonlinear and linear model formulation. *Int. J. of Vehicle Design*, (4):54–74.
- Dubois, M. J., Van-Til, R. P., and Zorka, G. N. (1996). Digital control of an automobile engine air-fuel ratio system. In *Control Applications, 1996., Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on*, pages 792–797. IEEE.
- Ebrahimi, B., Tafreshi, R., Mohammadpour, J., Franchek, M., Grigoriadis, K., and Masudi, H. (2014). Second-order sliding mode strategy for air–fuel ratio control of lean-burn SI engines. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 22(4):1374–1384.
- Elfasakhany, A. (2014). Experimental study on emissions and performance of an internal combustion engine fueled with gasoline and gasoline/n-butanol blends. *Energy Conversion and Management*, 88:277–283.
- Elfasakhany, A. (2015). Investigations on the effects of ethanol-methanol-gasoline blends in a spark-ignition engine: performance and emissions analysis. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 18(4):713–719.

- Elsemary, I. M., Attia, A. A., Elnagar, K. H., and Elaraqy, A. A. (2016). Experimental investigation on performance of single cylinder spark ignition engine fueled with hydrogen-gasoline mixture. *Applied Thermal Engineering*, 106:850–854.
- Espinoza-Jurado, J., Dávila, E., Rivera, J., Raygoza-Panduro, J. J., and Ortega, S. (2015). Robust control of the air to fuel ratio in spark ignition engines with delayed measurements from a UEGO sensor. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015.
- Feng, R., Fu, J., Yang, J., Wang, Y., Li, Y., Deng, B., Liu, J., and Zhang, D. (2015). Combustion and emissions study on motorcycle engine fueled with butanol-gasoline blend. *Renewable Energy*, 81:113–122.
- Flett, J. and Bone, G. M. (2016). Fault detection and diagnosis of diesel engine valve trains. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 72:316–327.
- Flower, J. O. and Hazell, P. A. (1971). Sampled-data theory applied to the modelling and control analysis of compression-ignition engines-part II. *International Journal of Control*, 13(4):609–623.
- Fons, M., Muller, M., Chevalier, A., Vigild, C., Hendricks, E., and Sorenson, S. C. (1999). Mean value engine modelling of an SI engine with EGR. Technical report, SAE technical paper.
- Fournier, S., Simon, G., and Seers, P. (2016). Evaluation of low concentrations of ethanol, butanol, be, and abe blended with gasoline in a direct-injection, spark-ignition engine. *Fuel*, 181:396–407.
- Franchek, M. A., Buehler, P. J., and Makki, I. (2007). Intake air path diagnostics for internal combustion engines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 129(1):32–40.
- Franco, J., Franchek, M. A., and Grigoriadis, K. (2008). Real-time brake torque estimation for internal combustion engines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(2):338–361.

- Frith, A. M., Gent, C. R., and Beaumont, A. J. (1995). Adaptive control of gasoline engine air-fuel ratio using artificial neural networks. In *Artificial Neural Networks, 1995., Fourth International Conference on*, pages 274–278. IET.
- García-Morales, J., Escobar, R. F., García-Beltrán, C. D., Adam-Medina, M., and Reyes-Reyes, J. (2015). Estimación de la potencia de un motor de combustión interna empleando múltiples combustible (etanol-gasolina-hidrógeno). In *Memorias del XXXVI Encuentro Nacional de la AMIDIQ*, pages 3299–3304. Academia Mexicana de Investigación y Docencia en Ingeniería Química.
- Gerhardt, J., Hönninger, H., and Bischof, H. (1998). A new approach to functional and software structure for engine management systems-BOSCH ME7. *SAE transactions*, 107:1173–1184.
- Gertler, J. (1998). *Fault detection and diagnosis in engineering systems*. CRC press.
- Gertler, J. J., Costin, M., Fang, X., Hira, R., Kowalczyk, Z., and Luo, Q. (1993a). Model-based on-board fault detection and diagnosis for automotive engines. *Control Engineering Practice*, 1(1):3–17.
- Gertler, J. J., Costin, M., Fang, X., Kowalczyk, Z., Kunwer, M., and Monajemy, R. (1993b). Model based diagnosis for automotive engines-algorithm development and testing on a production vehicle. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1):61–69.
- Ghazikhani, M., Hatami, M., and Safari, B. (2014). The effect of alcoholic fuel additives on exergy parameters and emissions in a two stroke gasoline engine. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39(3):2117–2125.
- Gölcü, M., Sekmen, Y., Erduranlı, P., and Salman, M. S. (2005). Artificial neural-network based modeling of variable valve-timing in a spark-ignition engine. *Applied Energy*, 81(2):187–197.
- Greenwood, J. B., Erickson, P. A., Hwang, J., and Jordan, E. A. (2014). Experimental results of hydrogen enrichment of ethanol in an ultra-lean internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(24):12980–12990.

- Guzzella, L. and Onder, C. H. (2009). *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer Science and Business Media.
- Haider, I. and Khan, U. S. (2014). An initial study of PID and fuzzy PID controller design for non-linear SI engine speed and afr control. *ICCAS 2014*, pages 437–442.
- Hazell, P. A. and Flower, J. O. (1971a). Discrete modelling of spark-ignition engines for control purposes. *International Journal of Control*, 13(4):625–632.
- Hazell, P. A. and Flower, J. O. (1971b). Sampled-data theory applied to the modelling and control analysis of compression ignition engines—part i. *International Journal of Control*, 13(3):549–562.
- He, B. Q., Liu, M. B., and Zhao, H. (2014). Comparison of combustion characteristics of n-butanol/ethanol-gasoline blends in a HCCI engine. *Energy Conversion and Management*, 95:101–109.
- Heintz, N., Mews, M., Stier, G., Beaumont, A. J., and Noble, A. D. (2001). An approach to torque-based engine management systems. Technical report, SAE Technical Paper (No. 2001-01-0269).
- Hendricks, E. (2000). A generic mean value engine model for spark ignition engines. In *Proceedings of the 41st Simulation Conference, SIMS 2000*, page 108104311.
- Hendricks, E., Chevalier, A., Jensen, M., Sorenson, S. C., Trumpy, D., and Asik, J. (1996). Modelling of the intake manifold filling dynamics. Technical report, SAE Technical paper (No. 960037).
- Hendricks, E. and Sorenson, S. C. (1990a). Mean value modelling of spark ignition engines. Technical report, SAE Technical paper (No. 900616).
- Hendricks, E. and Sorenson, S. C. (1990b). Mean value modelling of spark ignition engines. Technical report, SAE Technical paper (No. 900616).
- Hendricks, E. and Sorenson, S. C. (1991). SI engine controls and mean value engine modelling. Technical report, SAE Technical paper (No. 910258).

- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*, volume 930. Mcgraw-hill New York.
- Honek, M., Kvasnica, M., Szűcs, A., Šimončič, P., and Fikar, M. (2015). A low-complexity explicit mpc controller for afr control. *Control Engineering Practice*, 42:118–127.
- Hu, Y., Fan, Y., Liang, Y., and Chen, H. (2014). Data-driven model predictive control of air-fuel ratio for PFISI engine. In *Intelligent Control and Automation (WCICA), 2014 11th World Congress on*, pages 4577–4582. IEEE.
- Jafari, S. M., Mehdigholi, H., and M. Behzad, M. (2014). Valve fault diagnosis in internal combustion engines using acoustic emission and artificial neural network. *Shock and Vibration*, 2014:1–9.
- Ji, C. and Wang, S. (2009). Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions. *International journal of Hydrogen Energy*, 34(18):7823–7834.
- Jiao, X., Zhang, J., Shen, T., and Kako, J. (2015). Adaptive air-fuel ratio control scheme and its experimental validations for port-injected spark ignition engines. *International Journal of Adaptive Control and Signal processing*, 29(1):41–63.
- Kahveci, N. E., Impram, S. T., and Genc, A. (2014). Air-fuel ratio regulation using a discrete-time internal model controller. In *Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2014 IEEE 17th International Conference on*, pages 2459–2464. IEEE.
- Kaidantzis, P., Rasmussen, P., Jensen, M., Vesterholm, T., and Hendricks, E. (1993). Advanced nonlinear observer control of SI engines. Technical report, SAE Technical Paper (No. 930768).
- Karmiggelt, R. and Veldpaus, F. (1998). Mean value modelling of a si engine. *EUT, Department of Mechanical Engineering, Report*, (98.041).
- Khajorntraidet, C. and Ito, K. (2015). Simple adaptive air-fuel ratio control of a port injection SI engine with a cylinder pressure sensor. *Control Theory and Technology*, 13(2):141–150.

- Krishnaswami, V., Luh, G. C., and Rizzoni, G. (1994). Fault detection in IC engines using nonlinear parity equations. In *In American Control Conference*, volume 2, pages 2001–2005. IEEE.
- Lauber, J., Guerra, T. M., and Dambrine, M. (2011). Air-fuel ratio control in a gasoline engine. *International Journal of Systems Science*, 42(2):277–286.
- Lee, B., Guezennec, Y., and Rizzoni, G. (2005). Model-based fault diagnosis of spark-ignition direct-injection engine using nonlinear estimations. Technical report, SAE Technical Paper (No. 2005-01-0071).
- Lenz, U. and Schroeder, D. (1997). Transient air-fuel ratio control using artificial intelligence. Technical report, SAE Technical Paper (No. 970618).
- Li, J., Gong, C.-M., Su, Y., Dou, H.-L., and Liu, X.-J. (2010). Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol. *Fuel*, 89(12):3919–3925.
- Liu, Y., Zhang, J., and Ma, L. (2016). A fault diagnosis approach for diesel engines based on self-adaptive WVD, improved FCBF and PECOC-RVM. *Neurocomputing*, 177:600–611.
- Liu, Z. Q. and Zhou, Y. C. (2010). A fuzzy neural network and application to air-fuel ratio control under gasoline engine transient condition. In *Intelligent System Design and Engineering Application (ISDEA), 2010 International Conference on*, volume 1, pages 24–26. IEEE.
- Ma, Z. D. and Perkins, N. C. (2003). An efficient multibody dynamics model for internal combustion engine systems. *Multibody system dynamics*, 10(4):363–391.
- Mantilla, J. M. (2010). *Modelado de la combustión de mezclas gasolina-etanol en motores de combustión interna*. PhD thesis, Universidad Nacional de Colombia.
- Manzie, C., Palaniswami, M., Ralph, D., Watson, H., and Yi, X. (2002). Model predictive control of a fuel injection system with a radial basis function network observer. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 124(4):648–658.

- Martins, A. A., Rocha, R. A. D., and Sodré, J. R. (2014). Cold start and full cycle emissions from a flexible fuel vehicle operating with natural gas, ethanol and gasoline. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 17:94–98.
- Mashadi, B. (2012). *Vehicle Powertrain Systems*.
- Masum, B. M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Fattah, I. R., Palash, S. M., and Abedin, M. J. (2013). Effect of ethanol-gasoline blend on nox emission in SI engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24:209–222.
- Mehrnoosh, D., Asghar, H. A., and Asghar, M. A. (2012). Thermodynamic model for prediction of performance and emission characteristics of SI engine fuelled by gasoline and natural gas with experimental verification. *Journal of mechanical science and technology*, 26(7):2213–2225.
- Melo-Espinosa, E. A., Sánchez-Borroto, Y., Ferrer-Frontela, N., and Frontela, N. F. (2012). Evaluación de un motor de encendido por chispa trabajando con mezclas etanol-gasolina. *Ingeniería Energética*, 33(2):94–102.
- Mianzo, L., Peng, H., and Haskara, I. (2001). Transient air-fuel ratio H_∞ preview control of a drive-by-wire internal combustion engine. In *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001*, volume 4, pages 2867–2871. IEEE.
- Mohammadpour, J., Franchek, M., and Grigoriadis, K. (2011). A survey on diagnostics methods for automotive engines. In *International Journal of Engine Research*, pages 985–990. 2011 American Control Conference.
- Mohammadpour, J., Franchek, M., and Grigoriadis, K. (2012). A survey on diagnostics methods for automotive engines. *International Journal of Engine Research*, 13(1):41–64.
- Molina Mojica, J. (2007). Determinación de las propiedades termodinámicas de la mezcla de gases de combustión considerando doce especies.
- Montiel-Quintero, D. E. (2016). Detección y diagnóstico de fallas en sistema de inyección de combustible de un motor de combustión interna.

- Morales, J. G., Bobadilla, M. C., Escobar-Jiménez, R. F., Gómez-Aguilar, J. F., García-Beltrán, C. D., and Olivares-Peregrino, V. H. (2016). Control scheme formulation for the production of hydrogen on demand to feed an internal combustion engine. *Sustainability*, 9(1):7.
- Moskwa, J. J. (1988). *Automotive engine modeling for real time control*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- Moskwa, J. J. and Hedrick, J. K. (1987). Automotive engine modeling for real time control application. In *American Control Conference, 1987*, pages 341–346. IEEE.
- Muske, K. R. (2006). A model-based SI engine air fuel ratio controller. In *2006 American Control Conference*.
- Namigtle-Jiménez, A. (2018). *Diagnóstico de fallas en un riel de inyectores*. PhD thesis.
- Nasu, M., Ohata, A., and Abe, S. (1996). Model-based fuel injection control system for SI engines. Technical report, SAE Technical Paper (No. 961188).
- Nevot Cercós, J. (2000). *Diseño de un controlador avanzado basado en redes neuronales para la gestión de la mezcla aire-gasolina en un motor alternativo*. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Parlak, A., Islamoglu, Y., and amd A. Egrisogut, H. Y. (2006). Application of artificial neural network to predict specific fuel consumption and exhaust temperature for a diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 26(8):824–828.
- Patton, R. J. (1997). Fault-tolerant control: the 1997 situation. *IFAC Proceedings Volumes*, 30(18):1029–1051.
- Pfeiffer, J. M. and Hedrick, J. K. (1999). Nonlinear algorithms for simultaneous speed tracking and air-fuel ratio control in an automobile engine. *SAE transactions*, 108(3):783–788.

- Phuangwongtrakul, S., Wechsathol, W., Sethaput, T., Suktang, K., and Wongwiset, S. (2016). Experimental study on sparking ignition engine performance for optimal mixing ratio of ethanol-gasoline blended fuels. *Applied Thermal Engineering*, 100:869–879.
- Powell, B. K. (1979). A dynamic model for automotive engine control analysis. In *Decision and Control including the Symposium on Adaptive Processes, 1979 18th IEEE Conference on*, volume 2, pages 120–126. IEEE.
- Powell, J. D., Fekete, N. P., and Chang, C. F. (1998). Observer-based air fuel ratio control. *Control Systems, IEEE*, 18(5):72–83.
- Puig, V., Quevedo, J., Escobet, T., Morcego, B., and Ocampo, C. (2004). Control tolerante a fallos (parte i): fundamentos y diagnóstico de fallos. *Revista Iberoamericana de automática e informática industrial*, 1(1):15–31.
- Puleston, P. F., Monsees, G., and Spurgeon, S. K. (2002). Air-fuel ratio and speed control for low emission vehicles based on sliding mode techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 216(2):117–124.
- Puskorius, G. V., Feldkamp, L. A., and Davis, L. I. (1996). Dynamic neural network methods applied to on-vehicle idle speed control. *Applied Thermal Engineering*, 84(10):1407–1420.
- Reed, D. C., Hamburg, D. R., and Samimy, B. (1998). Closed-loop air-fuel ratio control using forced air-fuel ratio modulation. Technical report, SAE Technical Paper (No. 980041).
- Reitz, R. D. and Duraisamy, G. (2015). Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 46:12–71.
- Rizzoni, G. (1989a). Estimate of indicated torque from crankshaft speed fluctuations: A model for the dynamics of the IC engine. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, 38(3):168–179.

- Rizzoni, G. (1989b). A stochastic model for the indicated pressure process and the dynamics of the internal combustion engine. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, 38(3):180–192.
- Sadegh, N. (1993). A perceptron network for functional identification and control of nonlinear systems. *IEEE Transactions on Neural Networks*, 4(6):982–988.
- Sangha, M. S., Yu, D., and Gomm, J. B. (2008). Robustness assessment and adaptive FDI for car engine. *International Journal of Automation and Computing*, 5(2):109–118.
- Schifter, I., Diaz, L., Rodriguez, R., Gómez, J., and Gonzalez, U. (2011). Combustion and emissions behavior for ethanol–gasoline blends in a single cylinder engine. *Fuel*, 90(12):3586–3592.
- Shatnawi, Y. and Al-khassaweneh, M. (2014). Fault diagnosis in internal combustion engines using extension neural network. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(3):1434–1443.
- Shen, T. and Zhang, J. (2011). Model and control issues of gasoline engines. In *Proceedings of the 30th Chinese Control Conference*, pages 6133–6138. IEEE.
- Shiao, Y., Pan, C. H., and Moskwa, J. J. (1994). Advanced dynamic spark ignition engine modelling for diagnostics and control. *International Journal of Vehicle Design*, 15(6):578–596.
- Simon, D. (2006). *Optimal state estimation: Kalman, H infinity, and nonlinear approaches*. John Wiley & Sons.
- Singh, P. K., Ramadhas, A. S., Mathai, R., and Sehgal, A. K. (2016). Investigation on combustion, performance and emissions of automotive engine fueled with ethanol blended gasoline. *International Journal of Fuels and Lubricants*, 9:215–223.
- Siwale, L., Kristóf, L., Bereczky, A., Mbarawa, M., and Kolesnikov, A. (2014). Performance, combustion and emission characteristics of n-butanol additive in methanol-gasoline blend fired in a naturally-aspirated spark ignition engine. *Fuel Processing Technology*, 118:318–326.

- Tan, Y. and Saif, M. (2000). Neural-networks-based nonlinear dynamic modeling for automotive engines. *Neurocomputing*, 30(1):129–142.
- Tielong, S. and Jiangyan, Z. (2011). Model and control issues of gasoline engines. In *Control Conference (CCC), 2011 30th Chinese*, pages 6133–6138. IEEE.
- Togun, N. K. and Baysec, S. (2010). Prediction of torque and specific fuel consumption of a gasoline engine by using artificial neural networks. *Applied Energy*, 87(1):349–355.
- Topgül, T., Yücesu, H. S., Cinar, C., and Koca, A. (2006). The effects of ethanol–unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions. *Renewable energy*, 31(15):2534–2542.
- Turin, R. C. and Geering, H. P. (1994). Model-based adaptive fuel control in an SI engine. Technical report, SAE Technical Paper (No. 940374).
- Turin, R. C. and Geering, H. P. (1995). Model-reference adaptive a/f-ratio control in an SI engine based on kalman-filtering techniques. In *American Control Conference, Proceedings of the 1995*, volume 6, pages 4082–4090. IEEE.
- Türköz, N., Erkuş, B., Karamangil, M. I., Sürmen, A., and Arslanoğlu, N. (2014). Experimental investigation of the effect of E85 on engine performance and emissions under various ignition timings. *Fuel*, 115:826–832.
- Turner, D., Xu, H., Cracknell, R. F., Natarajan, V., and Chen, X. (2011). Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine. *Fuel*, 90(5):1999–2006.
- Vasu, J. Z., Deb, A. K., and Mukhopadhyay, S. (2015). MVEM-based fault diagnosis of automotive engines using dempster-shafer theory and multiple hypotheses testing. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 45(7):977–989.
- Vazquez-Chagoya, K. L. (2014). Modelado y control de un motor de combustión interna para etanol y gasolina.

- Verhelst, S., Maesschalck, P., Rombaut, N., and Sierens, R. (2009). Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen/gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(5):2504–2510.
- Vong, C. M., Wong, P. K., and Li, Y. P. (2006). Prediction of automotive engine power and torque using least squares support vector machines and bayesian inference. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 19(3):277–287.
- Wagner, J. R., Dawson, D. M., and Zeyu, L. (2003). Nonlinear air-to-fuel ratio and engine speed control for hybrid vehicles. *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, 52(1):184–195.
- Wang, M. H., Chao, K. H., Sung, W. T., and Huang, G. J. (2010a). Using ENN-1 for fault recognition of automotive engine. *Expert Systems with Applications*, 37(4):2943–2947.
- Wang, S., Ji, C., and Zhang, B. (2010b). Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark-ignited ethanol engine at idle and stoichiometric conditions. *International Journal of hydrogen energy*, 35(17):9205–9213.
- Wang, S. and Yu, D. (2008). Adaptive rbf network for parameter estimation and stable air-fuel ratio control. *Neural Networks*, 21(1):102–112.
- Wang, S. W., Yu, D. L., Gomm, J. B., Page, G. F., and Douglas, S. S. (2006). Adaptive neural network model based predictive control for air-fuel ratio of SI engines. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 19(2):189–200.
- Wang, W., Chirwa, E., Zhou, E., Holmes, K., and Nwagboso, C. (2000). Fuzzy ignition timing control for a spark ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 214(3):297–306.
- Wang, W., Chirwa, E., Zhou, E., Holmes, K., and Nwagboso, C. (2001). Fuzzy neural ignition timing control for a natural gas fuelled spark ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215(12):1311–1323.

- Weige, Z., Jiuchun, J., Yuan, X., and Xide, Z. (2002). Cng engine air-fuel ratio control using fuzzy neural networks. In *Autonomous Decentralized System, 2002. The 2nd International Workshop on*, pages 156–161. IEEE.
- Widrow, B. and Hoff, M. E. (1960). Adaptive switching circuits. Technical report, Stanford Univ Ca Stanford Electronics Labs.
- Wong, P. K., Wong, H. C., Vong, C. M., Iong, T. M., Wong, K. I., and Gao, X. (2015). Fault tolerance automotive air-ratio control using extreme learning machine model predictive controller. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015:1–10.
- Wong, P. K., Wong, H. C., Vong, C. M., Xie, Z., and Huang, S. (2016a). Model predictive engine air-ratio control using online sequential extreme learning machine. *Neural Computing and Applications*, 27(1):79–92.
- Wong, P. K., Zhong, J., Yang, Z., and Vong, C. M. (2016b). Sparse bayesian extreme learning committee machine for engine simultaneous fault diagnosis. *Neurocomputing*, 174:331–343.
- Wu, B., Wang, L., Shen, X., Yan, R., and Dong, P. (2016). Comparison of lean burn characteristics of an SI engine fueled with methanol and gasoline under idle condition. *Applied Thermal Engineering*, 95:264–270.
- Wu, J. D., Chiang, P. H., Chang, Y. W., and Shiao, Y. J. (2008). An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using probability neural network. *Expert Systems with Applications*, 34(4):2704–2713.
- Wu, J. D. and Kuo, J. M. (2009). An automotive generator fault diagnosis system using discrete wavelet transform and artificial neural network. *Expert Systems with Applications*, 36(6):9776–9783.
- Wu, J. D. and Liu, C. H. (2009). An expert system for fault diagnosis in internal combustion engines using wavelet packet transform and neural network. *Expert Systems with Applications*, 36(3):4278–4286.

- Xue, W., Bai, W., Yang, S., Song, K., Huang, Y., and Xie, H. (2015). ADRC with adaptive extended state observer and its application to air-fuel ratio control in gasoline engines. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 62(9):5847–5857.
- Yan, R., Li, H., Dong, Z. Y., and Tang, H. (2009). Nonlinear control approaches for SI engine model with uncertainties. In *Decision and Control, 2009 held jointly with the 2009 28th Chinese Control Conference. CDC/CCC 2009. Proceedings of the 48th IEEE Conference on*, pages 5440–5445. IEEE.
- Yifei, F. (2016). *Fault Detection and Diagnosis of an Internal Combustion Engine*. Master dissertation, McMaster University. <https://macsphere.mcmaster.ca/handle/11375/18939>,.
- Yildiz, Y., Annaswamy, A., Yanakiev, D., and Kolmano, I. (2008). Adaptive air fuel ratio control for internal combustion engines. In *American Control Conference, 2008*, pages 2058–2063. IEEE.
- Yoon, P. and Sunwoo, M. (2001). A nonlinear dynamic modelling of SI engines for controller design. *International Journal of Vehicle Design*, 26(2-3):277–297.
- Yousufuddin, S. and Masood, M. (2009). Effect of ignition timing and compression ratio on the performance of a hydrogen–ethanol fuelled engine. *International journal of hydrogen energy*, 34(16):6945–6950.
- Yu, D. L., Hamad, A., Gomm, J. B., and Sangha, M. S. (2014). Dynamic fault detection and isolation for automotive engine air path by independent neural network model. *International Journal of Engine Research*, 15(1):87–100.
- Yu, T. and Rizzoni, G. (1991). A processor architecture for real-time fault detection and isolation in electronically controlled diesel engines. In *In Vehicular Technology Conference*, volume 41, pages 854–859. IEEE.
- Yücesu, H. S., Sozen, A., Topgül, T., and Arcaklioglu, E. (2007). Comparative study of mathematical and experimental analysis of spark ignition engine performance used ethanol–gasoline blend fuel. *Applied Thermal Engineering*, 27(2):358–368.

- Yücesu, S. H., Topgül, T., Cinar, C., and Okur, M. (2006). Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios. *Applied Thermal Engineering*, 26(17):2272–2278.
- Yüksel, F. and Yüksel, B. (2004). The use of ethanol–gasoline blend as a fuel in an SI engine. *Renewable energy*, 29(7):1181–1191.
- Zhang, B., Ji, C., and Wang, S. (2016). Performance of a hydrogen-enriched ethanol engine at unthrottled and lean conditions. *Energy Conversion and Management*, 114:68–74.
- Zhang, F., Grigoriadis, K. M., Franchek, M. A., and Makki, I. (2007). Linear parameter-varying lean burn air-fuel ratio control for a spark ignition engine. *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 129(4):404–414.
- Zhang, J., Shen, T., Xu, G., and Kako, J. (2013). Wall-wetting model based method for air-fuel ratio transient control in gasoline engines with dual injection system. *International Journal of Automotive Technology*, 14(6):867–873.
- Zhenzhong, Y., Jianqin, W., Zhuoyi, F., and Jinding, L. (2002). An investigation of optimum control of ignition timing and injection system in an in-cylinder injection type hydrogen fueled engine. *International journal of hydrogen energy*, 27(2):213–217.
- Zhihu, W. and Run, P. (2008). Torque based spark ignition engine and powertrain modeling. In *Intelligent Control and Automation, 2008. WCICA 2008. 7th World Congress on*, pages 4767–4772. IEEE.
- Zohari, M., Ahmadi, M., and Mojallali, H. (2012). Dynamic sliding mode control of air-to-fuel ratio in internal combustion engines using the hybrid extended kalman filter. In *Advanced Materials Research*, volume 433, pages 2092–2098. Trans Tech Publ.
- Zope, R. A., Mohammadpour, J., Grigoriadis, K. M., and Franchek, M. (2009). Air-fuel ratio control of spark ignition engines with TWC using LPV techniques. In *ASME*

2009 Dynamic Systems and Control Conference, pages 897–903. American Society of Mechanical Engineers.

Anexos

Anexo A

Instrumentación del motor de CI

La instrumentación del motor de CI es la siguiente: para cuantificar el flujo de masa de aire que ingresa a través de la válvula de mariposa se utiliza un sensor de flujo de masa de aire de la marca Bosh. Además, para medir la temperatura y la presión del múltiple de admisión se utiliza un termopar tipo J y un vacustat Piab, respectivamente. Finalmente, la velocidad del motor se establece utilizando una placa rotor instalada en el distribuidor del motor de CI. Para el procesamiento y adquisición de datos se utiliza equipo de National Instruments compuesto por un chasis NI CRIO-9074. Para adquirir las señales analógicas y digitales se utilizan las tarjetas NI-9401 y NI-9205 respectivamente. Finalmente, se utiliza una tarjeta NI-9263 para adquirir las señales analógicas de salida.

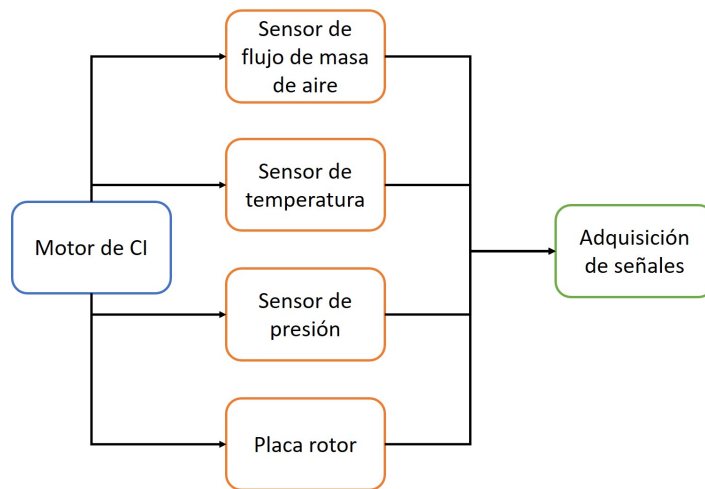


Figura A.1: Esquema general de la adquisición de señales del motor de CI.

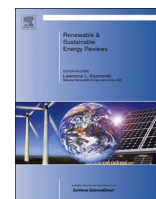
Anexo B

Publicaciones realizadas



Contents lists available at ScienceDirect

Renewable and Sustainable Energy Reviews

journal homepage: www.elsevier.com/locate/rser

A survey on modeling, biofuels, control and supervision systems applied in internal combustion engines

D.A. Carbot-Rojas^a, R.F. Escobar-Jiménez^b, J.F. Gómez-Aguilar^{c,*}, A.C. Téllez-Anguiano^d^a Posgrado Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico – Tecnológico Nacional de México. Int. Internado Palmira S/N, Palmira C.P., 62490 Cuernavaca, Morelos, Mexico^b Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico – Tecnológico Nacional de México. Int. Internado Palmira S/N, Palmira C.P., 62490 Cuernavaca, Morelos, Mexico^c CONACyT-Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Int. Internado Palmira S/N, Palmira C.P., 62490 Cuernavaca, Morelos, Mexico^d Instituto Tecnológico de Morelia, Morelia, Michoacán, CP 58120, Mexico

ARTICLE INFO

Keywords:

Internal combustion engine
Biofuels
Control
Supervision systems

ABSTRACT

In this work, we present a survey on different topics related to Internal Combustion (IC) engines. The purpose of this work is to show the evolution on modeling, use of biofuels, simulation and/or implementation of different types of control laws applied to the IC engines. In the modeling section, we present a classification of the IC engines models according to their type; in this classification linear, nonlinear, and based on Neural Networks (NN) models are included. In the biofuels section, we included different works classified according to the used biofuel. In this classification, we consider pure biofuels (ethanol, methanol, hydrogen), gasoline-alcohol blends and gasoline-alcohol blend plus hydrogen as additive. In the control section, we include a classification according to the type of control, these are model-based control, observer-based control and intelligent control. Furthermore, in this section we include a review about Fault Diagnosis strategies applied to IC engines. Moreover, we present an overview of the failures provoked by corrosion effects when biofuels are used.

1. Introduction

In this work, a literature investigation related to the Internal Combustion (IC) engines was developed. The main idea is giving an overview of different topics related to the IC combustion engine since the 70s to date; the purpose is to detect opportunity areas for future research related to the IC engine. Topics such as IC engines modeling, use of biofuels in the IC engine, design of control strategies applied in IC engines, design of supervision systems for the IC engine and corrosion effects due to the biofuel use were introduced. The importance of the IC engine modeling lies in the fact that the models are commonly used to show the IC engine variables behavior and prove different research hypothesis, they are also used to design control strategies and supervisory systems. In general, the IC engine modeling gives a wide perspective of the evolution of the system behavior allowing the user to take decisions on their research works. Otherwise, the biofuel importance lies in two facts: the gasoline use reduction and the noxious exhaust gases emission reduction; in this sense different experimental works have been developed in order to offer alternative fuels blends that could be used in the IC engines. In the present work, we show relevant research made in this field with the

purpose of showing the biofuel use trends and the opportunity areas for possible future investigations. A critical issue concerning to the IC engines is the air fuel ratio control, in this sense different research works have been developed. In this overview, we present different control strategies focused on it; mainly we explored the model-based control, the observer-based control and the intelligent control. An important area of control is the design of supervision systems, which include fault diagnosis systems. The importance of the fault diagnosis lies in the fact that allows to know the exact moment of a fault occurrence. In this section we show the main findings on diagnosis systems applied to the IC engines and the possible opportunity areas in future investigations. Finally, due to the use of biofuel corrosion effects can be presented in IC engines provoking failures, thus we present important research papers on this field, where the authors present experimental analysis of the biofuels use to show the effects on the main IC engines components.

2. Internal combustion engines modeling

At the early 70s, different characterizations of the Internal Combustion (IC) engines of 4, 6, 8 cylinders used in energy centrals

* Corresponding author.

E-mail address: jgomez@cenidet.edu.mx (J.F. Gómez-Aguilar).<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.01.168>

Received 31 October 2016; Received in revised form 10 December 2016; Accepted 28 January 2017

Available online 10 February 2017

1364-0321/© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

EKF based sensor fault diagnosis for an internal combustion engine

D. A. Carbot-Rojas
Posgrado CENIDET

Tecnológico Nacional de México
62490 Cuernavaca, Morelos, México
dcarbot@cenidet.edu.mx

Gildas Besançon
GIPSA-Lab, CNRS

Univ. Grenoble Alpes, CNRS, Grenoble INP
GIPSA-lab, 38000 Grenoble, France
gildas.besancon@gipsa-lab.grenoble-inp.fr

R. F. Escobar-Jiménez
CENIDET

Tecnológico Nacional de México
62490 Cuernavaca, Morelos, México
esjiri@cenidet.edu.mx

Abstract—In this work, we present the design of a fault detection and isolation (FDI) system for the intake manifold pressure and temperature sensors of an internal combustion (IC) engine based on Extended Kalman Filter (EKF). The EKF design is based on ordinary differential equations which represent the dynamics of temperature and pressure of intake manifold. More precisely EKF provides the temperature and pressure estimation to produce analytical redundancy with respect to available measurements. Notice that this FDI system can allow for a healthy operation of the IC engine. Experimental results demonstrate the validity of the developed system.

Index Terms—Fault detection, EKF observers, IC engine

I. INTRODUCTION

Currently, one of the most productive industries worldwide is the automotive industry. Therefore it has increased the development of new technologies in the internal combustion (IC) engines with the purpose of having a correct operation. In this evolution, the use of sensors and actuators in IC engines has increased, and therefore, supervision systems have been implemented to guarantee the proper performance of IC engines electronic components [1].

Two important sensors in the IC engine are the pressure and temperature sensors of the intake manifold. The signal of these sensors is sent to the engine control unit (ECU) and the intake air flow that is supplied by the opening of the throttle valve is calculated based on the pressure and air temperature. In addition this information of those sensors serves to regulate the stoichiometric mixture or air-fuel mixture and to adjust the ignition timing of the IC engine.

In [2] a review on specialized works in fault detection and diagnosis area applied in IC engines was carried out. Fault detection and diagnosis systems are an important part of control area, therefore, several authors have worked in this area to solve the problems associated with the fault detection in IC engines. Some works based on linear and non-linear mathematical models used for fault detection were presented in [3-7]. In [3] the development of an FDI system to detect faults in the mass air flow (MAF) sensor of the IC engine was presented, the system is based on adaptive observers. The experimental results demonstrate the effectiveness of the proposed method. In [4] a linear regression-based observer model

was used in the fault detection and isolation unit for fault detection, isolation and reconfiguration. The results showed that the proposed system is robust to noise, also remains stable, maintaining a correct air-fuel ratio even in faulty conditions. In [6] the development of an FDI system in IC engine actuators based on nonlinear observers was presented, the FDI system generates residuals, subsequently the residuals were analyzed for the faults determination in the IC engine actuators. The results demonstrated the validity of the developed system. In [7] the development of a model-based fault detection system was carried out, in this system three types of faults were contemplated: exhaust gas recirculation (EGR) sensor, exhaust leak and MAF sensor. The results demonstrated the validity of the method taken into consideration.

Also, artificial neural networks (ANNs) are commonly used for fault detection systems development applied in IC engines, due to their simple implementation. In [8] the authors proposed an FDI system using an adaptive neural network in a car engine, the FDI system is able to adjust to changes in the system dynamics. The simulation results demonstrated the effectiveness of the proposed method under different operating conditions. In [9] the authors developed a fault detection system in an IC engine using ANNs, the ANN uses vibration data to detect anomalous behavior in the IC engine. In [10] an FDI system was applied to an IC engine using an ANN to detect air leaks in the intake manifold and to detect faults in the fuel injectors. The simulation results demonstrated the validity of the developed system.

After reviewing works related to IC engine fault detection systems, it is concluded that FDI systems are utilized in safety and critical applications to achieve greater reliability and availability for continued operation despite faults in the system components of IC engine. Therefore, the objective of this work is to develop an FDI system that permits the continuous operation of the IC engine even with the presence of faults in the intake manifold sensors. However, if a sensor of the intake manifold has a fault the FDI system will allow to keep the IC engine in continuous operation by switching the failed signal of the physical sensor by a correct signal estimated by an observer (virtual sensor).

The paper continues as follows: in section II, the system under consideration is presented, while section III introduces

Identify applicable funding agency here. If none, delete this.



Modelling and control of the spark timing of an internal combustion engine based on an ANN

D. A. Carbot-Rojas^a, R. F. Escobar-Jiménez^{b*}, J. F. Gómez-Aguilar^c, J. García-Morales^b
and A. C. Téllez-Anguiano^d

^aPosgrado del Tecnológico Nacional de México/CENIDET. Int. Internado Palmira S/N, Cuernavaca, México; ^bTecnológico Nacional de México/CENIDET. Int. Internado Palmira S/N, Cuernavaca, México; ^cConacyt-Tecnológico Nacional de México /CENIDET. Int. Internado Palmira S/N, Cuernavaca, México; ^dTecnológico Nacional de México/ITM, Morelia, Mexico

(Received 17 September 2018; accepted 4 December 2019)

In this work, the mathematical modelling of a internal combustion (IC) engine fed with multiple fuels, and a control scheme for controlling the spark timing of the IC engine are presented. The goal of this work is controlling the IC engine spark timing when it is feed with a hydrogen-enriched E10 blend as fuel, without efficiency and torque losses, at different operating points. The importance of controlling the IC engine spark timing is that the hydrogen and ethanol have a higher combustion velocity than gasoline, so the spark timing is different. The simulation results showed that the influence of ethanol and hydrogen increases thermal and combustion efficiencies of the IC engine by 1.5% and 4.8%, respectively, and that the optimum spark timing is 15.2° before the top dead centre (BTDC) at 1500 rpm, increasing the torque by 4.42% compared with the use of pure gasoline.

Keywords: Internal combustion engine modelling; combustion process; Wiebe equation; spark timing control; artificial neural network

1. Introduction

The spark timing is an important parameter of the IC engine that can impact on the spark-ignition engine performance and efficiency. This parameter depends on different factors, for example, the operating points of the IC engine, as well as the air–fuel ratio characteristics. Nowadays, because of the use of different fuels blends, in the IC engines, the control of the spark timing has become a topic of interest.

Within the combustion process, a factor of great importance is the spark timing, since the combustion duration and the ignition depends on it. Different authors have developed research works on this topic. For example, authors in [1] conducted numerical simulations to investigate the relationships between the combustion phase and the piston dynamics in a free piston engine. The authors in [2] developed an empirical correlation for the combustion duration, the results demonstrated the effectiveness of the proposed method. According to the authors in [3], the use of ethanol–gasoline blend allows a slight torque increment and the emissions of hydrocarbons (HC) and carbon monoxide (CO) reduction. In [4], the authors showed the results of a compression ignition engine fuelled with

*Corresponding author. Email: esjiri@cenidet.edu.mx

Anexo C

Reconocimiento



Best Paper Award

This certificate is awarded to

D.A. Carbot - Rojas¹; Gildas Besançon²
R.F. Escobar - Jiménez¹

from

²Université Grenoble Alpes, FRANCE

¹Tecnologico Nacional de México, MEXICO

for the paper

EKF BASED SENSOR FAULT DIAGNOSIS
FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

presented at the 23rd International Conference on System
Theory, Control and Computing (ICSTCC 2019)

October 9 – 11, 2019
Sinaia, ROMANIA

Radu-Emil PRECUP

GENERAL CHAIR OF ICSTCC 2019

