



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA ELECTRÓNICA

Control del cuerpo de aceleración electrónico basado en el par mediante HIL

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
**LICENCIATURA EN INGENIERÍA EN SISTEMAS
AUTOMOTRICES**

PRESENTA:

EDGAR GABRIEL HERNÁNDEZ MORALES

ASESOR:

DR. ROBERTO CARLOS AMBROSIO LÁZARO

CO-ASESOR:

DR. JORGE DIONISIO FIERRO ROJAS



PUEBLA, PUE.

NOVIEMBRE 2019

Dedicatoria

A mi familia con todo mi amor y entrega, en especial a mis abuelos Guadalupe Rocha Peña y Andrés Morales Yáñez, gracias por su apoyo, consejos, confianza, amor, motivación y por estar a mi lado en cada paso de mi vida, los llevo conmigo siempre.

Agradecimientos

Agradezco a mis padres, María del Pilar Morales Rocha y Gabriel Hernández Cardoso por su apoyo y amor incondicional siempre, a mis hermanos Oscar, Isabel, Octavio y Alexis por estar conmigo siempre y ser un motivo para seguir adelante.

Agradezco a mi novia, Lady Fuentes por su apoyo, amor, comprensión y por compartir conmigo sus conocimientos durante toda la carrera. Gracias por estar a mi lado inclusive en los momentos más difíciles, tu ayuda y motivación han sido fundamentales.

Agradezco a mis abuelos Guadalupe Rocha Peña y Andrés Morales Yáñez por todo el amor, apoyo incondicional y grandes enseñanzas que me han dado.

Mi más sincero agradecimiento a mi asesor de Tesis, Dr. Roberto Carlos Ambrosio Lázaro por su gran apoyo, por compartir sus conocimientos, y por brindarme el material necesario durante la realización de esta Tesis. Gracias por darme la oportunidad y confianza de desarrollar proyectos de investigación bajo su tutela, su apoyo a sido fundamental para mí.

Agradezco al Dr. Jorge Dionisio Fierro Rojas, mi Co-asesor de Tesis, por su apoyo, consejos y excelentes observaciones durante la realización de mi trabajo de Tesis.

Agradezco a mis sinodales, Dr. Germán Ardul Muñoz Hernández, Dr. Edgar Peralta Sánchez, Dr. Israel Vivaldo de la Cruz por su tiempo, observaciones y correcciones que me ayudaron a mejorar y concluir esta Tesis.

Agradezco a la Benemérita Universidad Autónoma de Puebla, la Facultad de Ciencias de la Electrónica y a mis profesores por brindarme una Excelente preparación profesional.

También agradezco a la Vicerrectoría de Investigación y Estudios de Posgrado (VIEP) por la oportunidad de trabajar en el proyecto de investigación VIEP-2019 ID 00517 “Sistema de control para panel de instrumentos automotrices basados en Hardware in the Loop (HIL) y comunicación CAN”. Gracias por fomentar en los estudiantes la investigación.

Índice

Índice de Figuras	I
Glosario de términos.....	IV
Resumen	VI
CAPÍTULO 1 Introducción y Objetivos	1
1.1 Trabajos previos.....	6
1.2 Objetivo General.....	7
1.3 Objetivos específicos	7
1.4 Justificación	7
1.5 Metodología	8
1.6 Organización de la tesis	11
CAPÍTULO 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico	12
2.1 Importancia del Acelerador Electrónico.	12
2.2 Control del Acelerador Electrónico.	17
2.2.1 Estrategia de estimación del ángulo de apertura del acelerador en ETC.....	18
2.3 Componentes del Cuerpo del Acelerador Electrónico.....	21
2.3.1 Motor de Corriente Continua.	21
2.3.2 Arreglo de Engranés.....	22
2.3.3 Sensor de posición del acelerador (TPS).	23
2.3.4 Resorte de Retorno.....	25
2.4 No Linealidades en el Acelerador Electrónico.	26
2.4.1 Posición de Limp-Home.	26
2.4.2 Fricción en el cuerpo del acelerador.	27
2.5 Modelo Matemático del Acelerador Electrónico.....	28
2.6 Sistemas de Control del Acelerador Propuestas en Literatura Científica....	29
CAPÍTULO 3 Hardware in the Loop	30
3.1 Características de un Sistema HIL.....	30
3.2 Componentes de un Sistema Hardware in the Loop.....	32
CAPÍTULO 4 Elementos del ETC y plataforma HIL	34
4.1 Elementos del ETC	34

4.1.1	Acelerador Electrónico Bosch.....	34
4.1.2	Puente H.	34
4.1.3	Sensor de posición del pedal del acelerador	35
4.1.4	Controlador CompactRio-9014.....	37
4.2	Plataforma HIL.	38
4.2.1	NI PXI 1042	39
4.2.2	NI PXI-8101	39
4.2.3	NI PXI-7851R.	40
4.3	Software Utilizado.	41
4.3.1	NI LabVIEW (Software para el Controlador).....	41
4.3.2	NI VeriStand	42
4.3.3	Matlab-Simulink.	43
CAPITULO 5 Desarrollo del ETC y Plataforma HIL.....		45
5.1	Modelo del acelerador electrónico y obtención de parámetros.	45
5.1.1	Desarrollo del Modelo del Acelerador.....	46
5.1.2	Estimación de Parámetros del Acelerador.	50
5.1.3	Diseño del control para el ETC.....	55
5.2	Interpolación	63
5.2.1	Interpolación lineal.....	63
5.2.2	Interpolación bilineal.	64
5.3	Modelo del vehículo	65
5.3.1	Sistema de tracción del vehículo.....	66
5.3.2	Fuerzas que se oponen al movimiento del Vehículo.....	69
5.3.3	Dinámica del vehículo.....	72
CAPITULO 6 Implementación.		73
6.1	Programación del controlador CompactRio en LabVIEW.....	73
6.1.1	Programación del controlador PID y los compensadores.	73
6.1.2	Definición de Parámetros del modelo a ejecutar.	80
CAPITULO 7 Análisis de Resultados.....		82
7.1	Simulación en tiempo real del modelo del vehículo.....	84
7.2	Respuesta del control del acelerador electrónico.....	87

CAPITULO 8 Conclusiones y Trabajo Futuro.....	98
8.1 Trabajos Futuros	100
Bibliografía.....	101
Apéndice A Lectura de Resistencia e Inductancia del Motor CC.....	106
Apéndice B Configuración de Pines de Puente H VNH2SP30.....	107
Apéndice C Código de LabVIEW para el control de aceleración electrónico.....	108
Apéndice D Configuración del Modelo en VeriStand	109
Apéndice E Datos del cuerpo de aceleración electrónico utilizado en este trabajo.	110

Índice de Figuras

Figura 1.1 Variación de la Válvula de mariposa de aceleración por medio mecánico (a) y eléctrico (b).	1
Figura 1.2. Ubicaciòn del cuerpo de acelerador electrónico [4].	3
Figura 1.3 . Cuerpo de Acelerador Electrónico [1].	4
Figura 1.4 Componentes en el sistema HIL [6].	6
Figura 1.5 Diagrama de Implementaciòn de sistema Hardware in the Loop.	10
Figura 2.1 Esquema general de entradas y salidas a la unidad de control para un sistema de inyecciòn directa de gasolina MED 7 Motronic de Bosch [13].	13
Figura 2.2 Entradas y salidas a la unidad de control del sistema MED 7 Motronic de Bosch [10].	14
Figura 2.3 El ETC toma en cuenta la demanda del conductor y otros sistemas [14].	16
Figura 2.4 Medios principales por el cual se realiza la gestiòn del motor para obtener el par estimado [14].	17
Figura 2.5 Componentes del Sistema de Gestiòn del Motor	18
Figura 2.6 Mapas utilizados en el Método basado en el Par [5].	20
Figura 2.7 Mapa del pedal de demanda de torque del conductor [5].	20
Figura 2.8 Componentes del cuerpo del acelerador electrónico.	21
Figura 2.9 Motor de corriente continua del cuerpo del acelerador electrónico [14].	22
Figura 2.10 Arreglo de engranes del cuerpo del acelerador electrónico.	23
Figura 2.11 Conjunto de engranes del cuerpo del acelerador electrónico.	23
Figura 2.12 Sensor TPS por contacto	24
Figura 2.13 Sensor TPS sin contacto.	25
Figura 2.14 Resorte de retorno.	26
Figura 2.15 Variaciòn del par de resorte con el ángulo del acelerador [1], [10].	27
Figura 2.16 Ejemplo de diagrama de bloques del modelo matemático del cuerpo del acelerador electrónico [1].	29
Figura 3.1 Prueba Hardware in the Loop [11].	30
Figura 3.2 Características de un sistema Hardware in the Loop [16].	31
Figura 3.3 Componentes del sistema Hardware in the Loop.	32
Figura 4.1 Acelerador electrónico.	34
Figura 4.2 Puente H [13].	35
Figura 4.3 Sensor de posiciòn del pedal del acelerador.	36
Figura 4.4 Voltaje de salida del pedal del acelerador.	37
Figura 4.5 Controlador CompactRio [14].	38
Figura 4.6 Sistema PXI [27].	39
Figura 4.7 Módulo PXI-7851R [31].	40

Figura 4.8 Logo del software LabVIEW.....	41
Figura 4.9 Integración del Software VeriStand con hardware modular de NI [34]..	42
Figura 4.10 Logo y entorno de simulación de Simulink.	43
Figura 4.11 Logo de Simscape	44
Figura 5.1 Sistema de control del acelerador electrónico [38].....	46
Figura 5.2 Curva estática [11].	49
Figura 5.3 Par del resorte [11].....	50
Figura 5.4 voltaje de la fem posterior y el ángulo de la placa del acelerador.	51
Figura 5.5 Valor de la corriente durante apertura y cierre de la placa del acelerador.	53
Figura 5.6 Torque generador por la apertura y cierre de la placa del acelerador.....	54
Figura 5.7 Modelo del acelerador electrónico.....	56
Figura 5.8 Diagrama de Bloque de controlador PID.....	57
Figura 5.9 Respuesta a una entrada de referencia con diferentes valores de K_p	62
Figura 5.10 Respuesta escalón con $K_p=2$, $K_i=0.5$ y diferentes valores de K_d	62
Figura 5.11 Interpolación lineal. Los puntos verdes muestran los valores conocidos y el punto rojo representa el punto a interpolar.....	64
Figura 5.12 Interpolación bilineal. Los puntos verdes muestran los datos conocidos y el punto rojo representa el punto a interpolar [31].	65
Figura 5.13 Modelo de la dinámica del vehículo a) Cuerpo del vehículo y fuerzas que se oponen al movimiento, b) Sistema de tracción del vehículo.....	66
Figura 5.14 Sistema de tracción del vehículo.....	67
Figura 5.15 Fuerza de tracción sobre la rueda.....	68
Figura 5.16 Fuerzas en el vehículo.....	70
Figura 6.1 VI del PID del controlador.....	74
Figura 6.2 Programación de compensadores en LabVIEW.	74
Figura 6.3 Ciclo para determinar el sentido del movimiento de la placa del cuerpo de aceleración.	75
Figura 6.4 Implementación de tablas de búsqueda en LabVIEW.	76
Figura 6.5 Interfaz de usuario del controlador en LabVIEW.....	78
Figura 6.6 Esquema de conexiones para el sistema de control de aceleración electrónico.	79
Figura 6.7 Diagrama de conexiones del sistema HIL con el ETC.	79
Figura 6.8 Curva característica velocidad-par del motor [46].....	80
Figura 6.9 Ficha técnica Subaru Impreza III Hatchback 2.5i (170 Hp) 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011 [46].	81
Figura 7.1 Velocidad del vehículo.....	82
Figura 7.2 Par del Motor.	83
Figura 7.3 Velocidad del Motor (rpm).	83
Figura 7.4 Interfaz de usuario de sistema HIL VeriStand.....	85

Figura 7.5 Descripción de estado de canales VeriStand.	87
Figura 7.6 Respuesta del sistema de control a diferentes señales de referencia.	89
Figura 7.7 Tabla de búsqueda de par demandado por el conductor [5].	91
Figura 7.8 Tabla de búsqueda de posicionamiento del ángulo de apertura del cuerpo de aceleración ante el Torque demandado [5].	92
Figura 7.9 Respuesta del controlador ante diferentes entradas, prueba 1.	93
Figura 7.10 Respuesta del controlador ante diferentes entradas, prueba 2.	94
Figura 7.11 Respuesta del controlador ante una entrada.	¡Error! Marcador no definido.
Figura 7.12 Respuestas de las señales del controlador y del modelo simulado visualizado en la interfaz del sistema HIL	96

Glosario de términos

ETC	Electronic Throttle Control	Control del acelerador electrónico
EMS	Engine Management System	Sistema de gestión del motor
ETB	Electronic Throttle Body	Cuerpo electrónico de aceleración
TPS	Throttle Position Sensor	Sensor de posición del acelerador
APP	Accelerator Pedal Position	Posición del pedal del acelerador
ECU	Electronic Control Unit	Unidad de control electrónico
SI	Spark Ignition	Encendido por chispa
HIL	Hardware In the Loop	Hardware en el bucle
PWM	Pulse width modulation	Modulación por ancho de pulso
LH	Limp Home	Posición de reposo
PXI	PCI eXtensions for Instrumentation	Extensiones PCI para instrumentación
NI	National Instruments	National Instruments
PID	Proportional Integral Derivative	Proporcional Integral Derivativo
rpm	revolutions per minute	Revoluciones por minuto
VPA	Voltage Pedal Accelerator	Voltaje del
VCP	Voltage Constant Pedal	Voltaje constante del pedal

Parámetros	Descripción	Unidades
T_u	Par producido por el motor CC	Nm
T_s	Par de resorte	Nm
T_f	Par de fricción	Nm
T_{fv}	Par ocasionado por la fricción viscosa	Nm
R_a	Resistencia de armadura	Ohms
L_a	Inductancia de armadura	m
i_a	Corriente de armadura	A
v_a	Voltaje del circuito de armadura	V
N	Relación de Transmisión del motor a la placa del cuerpo de aceleración	/
K_b	Constante contraelectromotriz del motor CC.	$\frac{V - seg}{rad}$
$\overline{K_b}$	Constante de la fuerza contraelectromotriz del motor cc con relación a la transmisión.	$\frac{V - seg}{rad}$
T_L	Par que actúa en la placa del cuerpo de aceleración	Nm
J_{eq}	Momento de inercia equivalente	Kgm^2 .
J_m	Momento de inercia del motor	Kgm^2
J_L	Momento de inercia con la relación de transmisión a la placa de aceleración.	Kgm^2
ω_L	Velocidad angular de la placa del cuerpo de aceleración	rad/seg

ω_m	Velocidad angular del motor de CC del cuerpo de aceleración	rad/seg
θ_L	Posición angular de la placa del cuerpo de aceleración	rad
B_{eq}	Coefficiente de fricción viscosa equivalente	Nm-s/rad
B_m	Coefficiente de fricción viscosa del motor	Nm-s/rad
B_L	Coefficiente de fricción viscosa con la relación de transmisión a la placa de aceleración.	Nm-s/rad
K_m	Constante del torque de motor.	Nm/A
$\bar{K}_m = NK_m$	Constante de Torque Motor con carga	Nm/A
K_R	Constante del resorte	Nm/rad.
T_f	Torque de fricción estática	Nm
T_{PC}	Torque de precarga del resorte	Nm
e_b	Voltaje de fem de retorno	V
\tilde{U}	Salida del controlador PID	/
\bar{K}	Relación entre la señal de control y torque para producir la compensación del par de los resortes y fricción en el ETB	/
U_{LH}	Señal de control para compensar posición LH	/
U_F	Señal de control para compensar la fricción estática	/
K_p	Constante proporcional	/
K_i	Constante integral	/
K_d	Constante derivativa	/
T_c	Torque del convertidor	Nm
T_e	Torque del motor	Nm
T_w	Torque de las ruedas	Nm
i_g	Relación de engranajes de transmisión	/
i_o	Relación de engranes del impulsor final	/
n_t	Eficiencia del motor hasta el eje impulsor de las ruedas	/
F_T	Fuerza de tracción	N
r_d	Radio de la rueda	m
N_w	Velocidad de rotación	rev/min
N_e	Velocidad mecánica del motor	rev/min
v	Velocidad lineal del vehículo	m/s
F_g	Fuerza de resistencia a la pendiente	N
m	Masa total del vehículo	Kg
g	Aceleración gravitacional	m/s ²
F_r	Fuerza de resistencia a la rodadura	N
C_r	Coefficiente de resistencia a la rodadura	/
ρ	Densidad del aire	Kg/m ³
C_d	Coefficiente de resistencia aerodinámica	/
A_f	área frontal del vehículo	m ²
v_a	velocidad del aire	m/s
F_a	Fuerza aerodinámica	N

Resumen

Este trabajo presenta la implementación de un control separado del Sistema de Gestión del Motor para posicionar el ángulo de apertura de la placa del cuerpo de aceleración electrónico de un automóvil mediante la estrategia basada en el par.

Se obtienen los datos de la velocidad angular del motor (rpm) necesarios para la estimación del ángulo de apertura del acelerador mediante la simulación en tiempo real del motor de combustión interna acoplado a la dinámica de un vehículo, esta simulación se realiza en un sistema Hardware in the Loop.

El propósito del presente trabajo es la implementación de un control de acelerador electrónico basado en la técnica de seguidor de par debido a que este dispositivo al trabajar en conjunto con el sistema de gestión del motor del vehículo contribuye a un mejor rendimiento del motor en cuanto a potencia, torque y principalmente consumo de combustible y reducción de emisiones.

Implementar este dispositivo puede ser el primer paso y la base para desarrollar más módulos de control en el área de Sistemas Automotrices de la Facultad de Ciencias de la Electrónica en cuanto al sistema de gestión del motor y así poder contribuir con aportes en cuanto a trabajos de investigación se trata, ya que al ser implementado con un sistema Hardware in the Loop tiene la ventaja de no necesitar en cierta medida el sistema completo para poder desarrollar un sistema de control.

CAPÍTULO 1

Introducción y Objetivos

ETC (Control del acelerador electrónico o Electronic Throttle Control por sus siglas en inglés).

En el motor de combustión interna de un automóvil el proceso de variación de la entrada de aire en el cilindro del motor se realiza mediante una válvula reguladora en el sistema de admisión, esta válvula es llamada cuerpo de aceleración. La posición de la válvula del acelerador se varía de dos maneras, ya sea por medios mecánicos o electrónicos [1], como se muestra en la figura 1.1

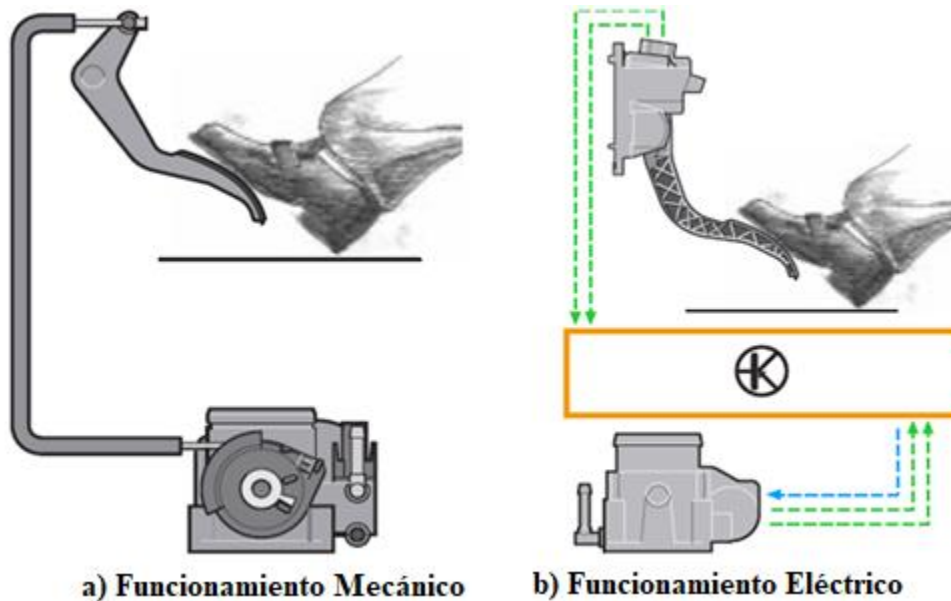


Figura 1.1 Variación de la Válvula de mariposa de aceleración por medio mecánico (a) y eléctrico (b).

La forma clásica del proceso de control del motor se logra mediante un enfoque mecánico, pero ahora está siendo reemplazado por sistemas de control electrónico. En tales sistemas el rendimiento del motor, como la potencia, el par, el consumo de combustible y el nivel de emisión, se ve significativamente

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

afectado por las estrategias de control que se siguen en el Sistema de gestión del motor (EMS). Los motores modernos de encendido por chispa generalmente están equipados con un EMS cuya tarea es controlar las operaciones, como encendido, relación aire/combustible, velocidad de ralentí, control de aceleración y sincronización variable de válvulas, etc., para reducir las emisiones y mejorar la economía en cuanto al consumo de combustible [1], [2].

En los últimos años, el cuerpo electrónico del acelerador es ampliamente preferido en el motor de encendido por chispa (SI) para cumplir con los requisitos de rendimiento y emisiones. Sin embargo, este dispositivo se convierte en un sistema complejo debido a complicaciones como la estimación del ángulo de apertura del acelerador y el posicionamiento preciso de la válvula [3].

El sistema ETC consiste en un dispositivo compuesto por un cuerpo electrónico de aceleración (ETB) que se encuentra en el colector de admisión de un motor después del filtro de aire (figura 1.2) y también tiene un sistema de control de posición separado en el sistema de gestión del motor (EMS). El ángulo del acelerador debe mantenerse de forma precisa según el controlador y otros requisitos del sistema para proporcionar una mejor respuesta del acelerador y capacidad de conducción [1], [2].

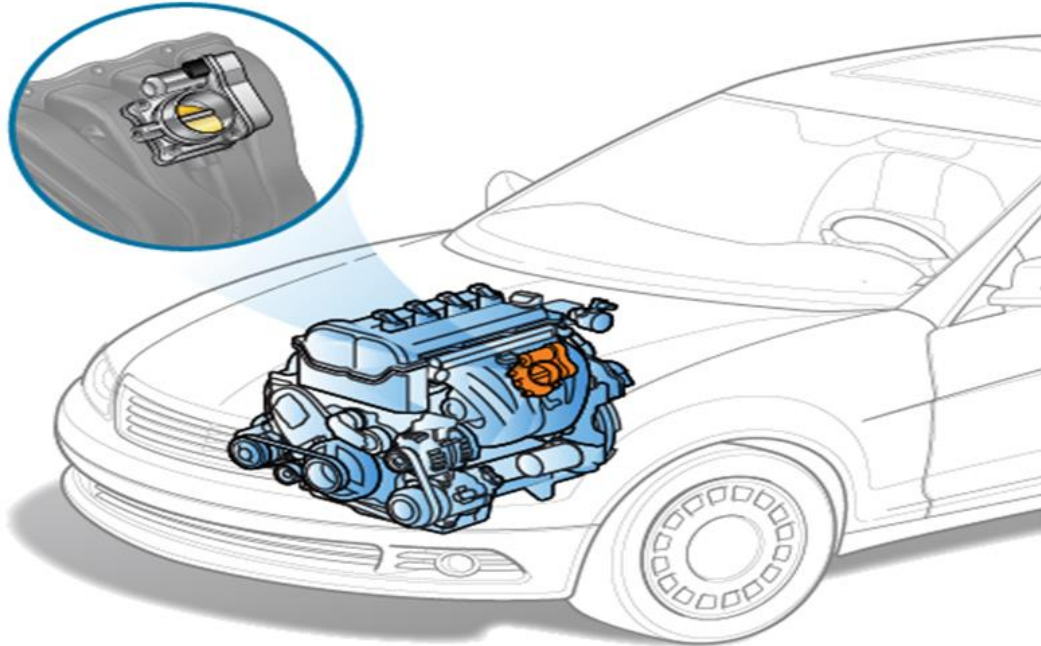


Figura 1.2. Ubicación del cuerpo de acelerador electrónico [4].

En el sistema ETC, la apertura y el cierre del ángulo de la placa del acelerador se controlan con precisión mediante la estrategia del software en el EMS. En este caso, la válvula del acelerador es operada por un motor sin ningún vínculo mecánico directo entre la válvula del acelerador y el pedal del acelerador. En la figura 1.3 se aprecia un típico cuerpo electrónico del acelerador (ETB), consta de componentes como: una placa del cuerpo de aceleración, un motor de CC, un conjunto de disposiciones de engranajes, un resorte de posición inicial y un sensor de posición del acelerador (TPS) redundante [1], [2].

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

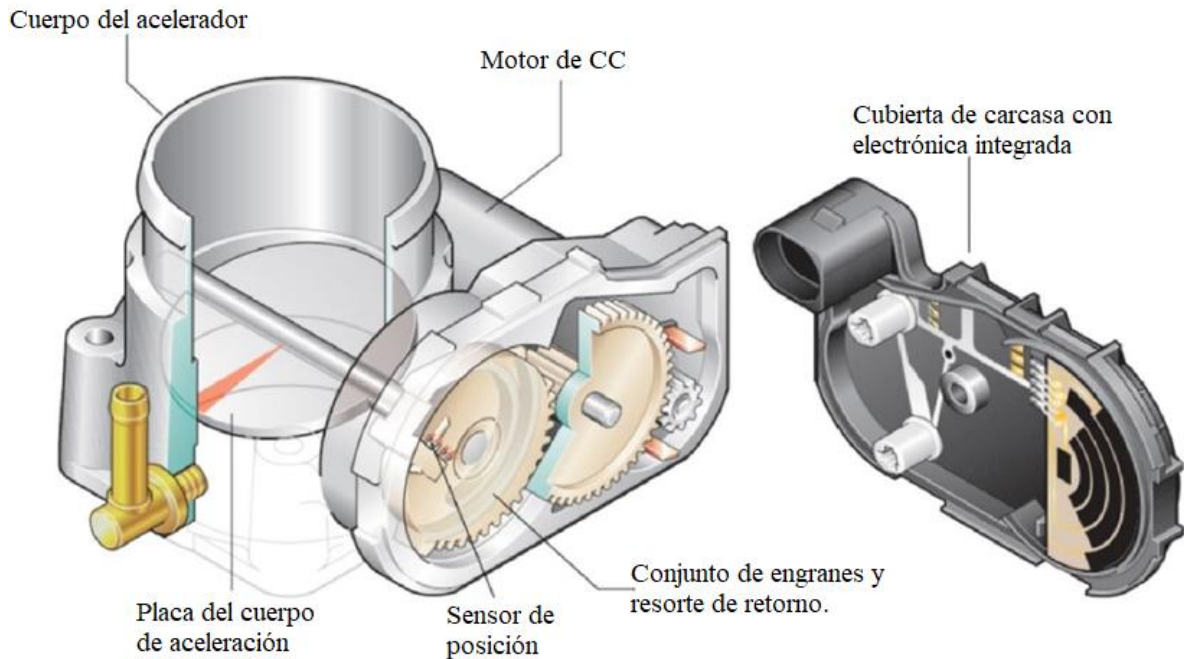


Figura 1.3 . Cuerpo de Acelerador Electrónico [1].

La estimación del ángulo de apertura de la placa del cuerpo de aceleración debe ser precisa al considerar la demanda de par del conductor y otra demanda de par del sistema del motor para garantizar un mejor rendimiento y emisiones en todas las condiciones de operación. Por lo tanto, existe la necesidad de un sistema de control separado de la estrategia de EMS para posicionar la válvula de mariposa para el ángulo de apertura estimado [1] .

El módulo de estimación del ángulo de la placa del cuerpo de aceleración electrónico es la parte principal del sistema electrónico de control del acelerador (ETC). Generalmente, se siguen dos enfoques en la estimación del ángulo de apertura de la placa del cuerpo de aceleración electrónico, el método seguidor del pedal y el método basado en el Par Motor. En el método seguidor del pedal el ángulo de apertura del acelerador es directamente proporcional a la posición del pedal del acelerador dada por el conductor, por lo tanto, la válvula de la mariposa del acelerador se controla como una función de la entrada de la posición del pedal solamente [1]. En cambio, en el método basado en el par Motor, el ángulo de apertura del cuerpo de aceleración electrónico se controla interpretando la posición del pedal del acelerador dada por el conductor como una demanda de Par, y se determina la posición de apertura óptima para lograr dicha demanda dependiendo de la velocidad del motor. Esto se logra utilizando dos mapas o tablas de búsqueda que se obtienen mediante la calibración, un

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

mapa del par demandado por el conductor y un mapa del posicionamiento del ángulo de la mariposa [1], [3], [5].

El ángulo de apertura del acelerador requerido del módulo de estimación (ya sea por un seguidor del pedal o una técnica basada en el par) debe realizarse mediante el posicionamiento preciso de la válvula del acelerador. Por lo tanto, el módulo del sistema de control de posición en ETC regula el ángulo de la válvula del acelerador considerando la posición real de la válvula del acelerador a través de la retroalimentación del sensor de posición del acelerador (TPS) [1], [2], [5].

Hardware in the Loop

Hardware in the Loop es una técnica en la cual las señales reales de un controlador son conectadas a un sistema de pruebas que simula un caso de uso real. Al realizar la prueba de un controlador consideraciones como la disponibilidad de la planta, la seguridad y también el costo pueden hacer que sea poco práctico realizar estas pruebas con el sistema real completo. Los principales propósitos que se pueden tener en cuenta al realizar esta prueba son la verificación del control implementado mediante la interacción de este con la planta simulada, la detección de errores en el algoritmo de control para poder corregirlos y el análisis de la respuesta del controlador en un caso de uso simulado [6], [7].

Un sistema HIL tiene tres componentes principales: un procesador en tiempo real, interfaces de E / S y una interfaz de operador (figura 1.4). El procesador en tiempo real es el núcleo del sistema de prueba HIL. Proporciona la ejecución determinista de la mayoría de los componentes del sistema de prueba HIL, como la comunicación de E / S de hardware, el registro de datos, la generación de estímulos y la ejecución de modelos. Un sistema en tiempo real suele ser necesario para proporcionar una simulación precisa de las partes del sistema que no están físicamente presentes como parte de la prueba. Las interfaces de E/S son señales analógicas, digitales y de bus que interactúan con la unidad bajo prueba. Pueden ser usadas para producir señales de estímulo, adquirir datos para el registro y análisis, y proporcionar las interacciones del sensor/actuador entre la unidad de control electrónico (ECU) o controlador que se está probando y el entorno virtual que simula el modelo. La interfaz del operador se comunica con el procesador en tiempo real para proporcionar comandos de prueba y visualización. A menudo, este componente también proporciona tareas de

administración de configuración, automatización de pruebas, análisis e informes [8].



Figura 1.4 Componentes en el sistema HIL [6].

1.1 Trabajos previos

En [1] se aborda el tema de acelerador electrónico, así como las diferentes estrategias de control que se han implementado para el posicionamiento del ángulo de apertura. En [3] se presenta la combinación de seguidor del pedal y el enfoque basado en torque para la estimación precisa del ángulo de la mariposa requerido para la demanda de par dado, en el método propuesto, el flujo de aire en masa no se considera para el cálculo del ángulo del acelerador, se estudia la respuesta del acelerador mediante HIL. En [5] se presenta una estrategia similar a la presentada en [3] con el anexo de un controlador PID para la corrección de

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

par. En [2] se describe la implementación de un acelerador electrónico por cable en un vehículo eléctrico híbrido de conversión mediante la aplicación de un control de posición del acelerador de lazo cerrado con el controlador industrial CompactRio.

1.2 Objetivo General

Implementar un sistema de control de posición para el cuerpo de aceleración electrónico del automóvil basado en la estrategia del seguidor de par mediante Hardware in the Loop.

1.3 Objetivos específicos

- Estudiar y analizar el acelerador electrónico y sus técnicas de control.
- Estudiar y analizar la técnica Hardware in the Loop.
- Aplicar un sistema de control para el posicionamiento del ángulo de apertura del acelerador electrónico basado en la técnica de seguidor de par.
- Implementar un modelo para la obtención de parámetros e interacción con el controlador durante la simulación HIL.
- Evaluar la respuesta del controlador en la simulación HIL.

1.4 Justificación

La estimación del ángulo de apertura del acelerador requerido debe considerar la demanda de par del conductor y así al interactuar con el Sistema de Gestión del Motor que toma en cuenta otras demandas de torque del sistema del motor, pueda garantizar un mejor rendimiento y emisiones en todas las condiciones de operación.

Para tomar en cuenta las tablas de búsqueda el controlador realiza la lectura de dos parámetros, la posición del pedal del acelerador y la velocidad del motor (rpm), este último en un caso de uso es tomado del motor en funcionamiento, es aquí donde surge la importancia de un sistema HIL.

Basado en la documentación técnica es importante al realizar el control de posicionamiento del acelerador electrónico tener en cuenta las tablas de búsqueda basadas en el par del motor, ya que esta se utiliza como la interfaz

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

principal entre la ECU del motor y otras funcionalidades dentro del control del vehículo (control de tracción, control de crucero), esto serviría para la integración de futuros trabajos realizados en la facultad en torno a otros sistemas del vehículo relacionados con el sistema de gestión del motor.

1.5 Metodología

Este trabajo presenta la implementación de un sistema Hardware in the Loop para un control separado del Sistema de Gestión del Motor para posicionar el ángulo de apertura de la placa del cuerpo de aceleración electrónico siguiendo el método basado en el Par del motor, para este método son necesarios los datos de la velocidad angular del motor del automóvil (rpm), los cuales son obtenidos de la simulación en tiempo real del motor acoplado a la dinámica de un vehículo.

Para el sistema de control del posicionamiento del ángulo de apertura del acelerador se realiza basado en las ideas [9]–[11], donde se analizan métodos para compensar la fricción como efecto no lineal en un servomecanismo, entre los métodos analizados se encuentra el control feedforward, este es un método de control que mediante un lazo directo se le usa para la eliminación de perturbaciones. La idea básica es estimar la amplitud de las perturbaciones para anticipar el efecto de estas en la variable de proceso y poder introducir acciones de control apropiadas para la compensación. La ventaja de esta frente a la técnica de retroalimentación es que las acciones correctivas actúan antes de que las perturbaciones hayan afectado la variable de proceso. Este control también se combina con un control de retroalimentación PID. La parte del feedforward provee la entrada necesaria para seguir la trayectoria y cancelar los efectos de las perturbaciones conocidas. La parte de la retroalimentación se utiliza para estabilizar la dinámica del sistema.

Para lo anterior se implementa una plataforma de Hardware compuesta por un cuerpo de Aceleración Electrónico Bosch DV-E5 que funciona a 12 V, un controlador de motor VNH2SP30 que funciona de 5.5 a 16 V y puede entregar un continuo de 9 A (30 A pico), una batería de vehículo de 12 V y el controlador utilizado para este fin es un controlador CompactRio de National Instruments con los módulos NI 9215 que incluye cuatro canales de entradas analógicas ± 10 V y el módulo NI 9401 de entradas y salidas digitales.

En la plataforma de Hardware la señal de referencia está dada por la señal de entrada al módulo 9215 controlada por un pedal del acelerador y está

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

normalizada de 0 a 100% (en términos del porcentaje de apertura del ángulo del acelerador), la señal de realimentación (normalizada de 0 a 100%) también es recibida por el mismo modulo y viene del TPS integrado del cuerpo de aceleración electrónico y la señal de control se envía mediante PWM por el módulo NI 9401 al controlador VNH2SP30.

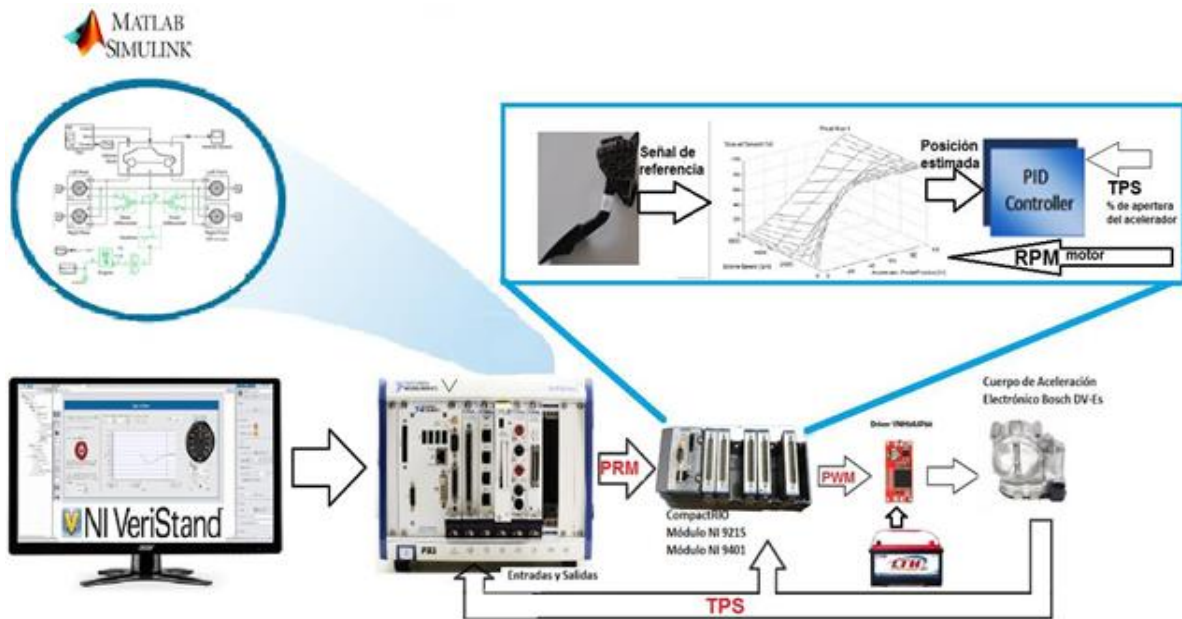
Para la estimación del ángulo del acelerador basado en el Par se sigue la estrategia planteada en [3] y [10] donde se utilizan tablas de búsqueda además de una sección con un control PID, las cuales son el mapa de posición del acelerador para interpretar el requisito de par del conductor en base a la posición del acelerador y el otro es el mapa de estimación de ángulo de la mariposa que se utiliza para estimar el ángulo de apertura del acelerador de salida. En estos documentos estas tablas de búsqueda se realizan a partir de la curva velocidad-par del motor, en la cual se normaliza el torque máximo que se puede obtener a cierta velocidad de 0 a 100% al igual que la señal del pedal del acelerador (normalizada también de 0 a 100%) dando como resultado la interpretación de la señal del pedal del acelerador como par demandado o requerido, de esta interpretación se realiza la tabla de estimación del ángulo de mariposa, en la cual se considera proporcional el ángulo de apertura del acelerador al torque requerido a la respectiva velocidad del motor (la apertura máxima del acelerador corresponde al torque máximo entregado a cierta velocidad). Sin embargo, basados en documentación encontrada en los trabajos [5] y [12] se emplean tablas de búsqueda que se han implementado en un vehículo comercial.

Para la estimación del ángulo mediante las tablas de búsqueda se necesita que el controlador obtenga el parámetro de la velocidad del motor, este parámetro se simula de un modelo basado en la librería Simscape de Matlab Simulink, el modelo incluye un motor de combustión interna acoplado a una caja de engranes ideal con relación de engranes fijos y estos acoplados a un cuerpo del vehículo de dos ejes. La ventaja de modelar con esta librería es que para el motor se puede definir la curva velocidad-par mediante la configuración de este en el mismo modelo. La entrada del modelo del motor es precisamente la entrada normalizada de 0 a 1 de la señal de la posición de apertura del acelerador. Para la lectura de la velocidad del motor dependiendo de la entrada del acelerador se implementa un puerto de lectura a esta para poder ser asociada a una salida de voltaje analógica durante la simulación HIL.

El modelo es compilado y configurado para poder ser usado en NI VeriStand, VeriStand es un software de pruebas en tiempo real que permite la importación

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

de modelos para ser ejecutados en el chasis NI PXI-1042 de National Instruments, este último permite añadir Entradas y Salidas y cambiar el tipo de estas sin reconstruir el sistema de prueba, esto permite interactuar directamente con el modelo construido en Simulink para la implementación de la prueba Hardware in the Loop. En la figura 1.5 se aprecia el diagrama de la implementación para el sistema Hardware in the Loop.



1.5 Diagrama de Implementación de sistema Hardware in the Loop.

Capítulo 1. Introducción y Objetivos

1.6 Organización de la tesis

Capítulo 1

En este capítulo se da una introducción general sobre el sistema de control del cuerpo de aceleración electrónico y el sistema de pruebas Hardware in the Loop, también se definen los objetivos generales y específicos de este trabajo, así como la justificación de su realización y la metodología a seguir.

Capítulo 2

Se aborda más a fondo lo que es un sistema de control de aceleración electrónico, la importancia de este sistema en un automóvil, los métodos que existen para controlarlo, los componentes que lo integran y los efectos a considerar para su control.

Capítulo 3

Se describe las características de un sistema HIL, así como los componentes que lo integran.

Capítulo 4

Los componentes del sistema de control de aceleración electrónico y la plataforma HIL utilizados en este trabajo, así como el software son descritos en general en este capítulo.

Capítulo 5

Se desarrolla la estrategia de control planteada para el correcto control del ángulo de apertura de placa del cuerpo de aceleración electrónico, así como la identificación de sus parámetros y la estrategia para ingresar las tablas de búsqueda para lograr el control de aceleración electrónico basado en el par. También es descrito el modelo del automóvil a utilizar en la prueba HIL.

Capítulo 6

La implementación del control desarrollado en el capítulo anterior es implementada, así como el modelo a simular en el Hardware de destino PXI-1042.

Capítulo 7

Los resultados obtenidos en la plataforma HIL y en el controlador son analizados en este capítulo.

CAPÍTULO 2.

Sistema de Control del acelerador Electrónico

El sistema de control electrónico del acelerador (ETC) se ha convertido en un sistema sumamente importante dentro del automóvil cuyo objetivo final es variar la velocidad del flujo de aire de admisión para proporcionar una mejor economía de combustible, emisiones, capacidad de conducción y también para la integración con otros sistemas en motores de encendido por chispa. El sistema ETC consiste en un dispositivo mecatrónico denominado cuerpo electrónico del acelerador (ETB) que se encuentra en el colector de admisión de un motor después del filtro de aire y también tiene un sistema de control separado en el sistema de gestión del motor. El ángulo del acelerador debe mantenerse con precisión en función de la demanda de par del conductor y otros requisitos del sistema para proporcionar una mejor respuesta del acelerador y capacidad de conducción. Sin embargo, la existencia de no linealidades en el sistema, como la posición de reposo (*Limp-home*), fricción, flujo de aire y envejecimiento, afectan la precisión de la posición de la válvula de mariposa [1], [5].

2.1 Importancia del Acelerador Electrónico.

En los motores de automóviles se han implementado sistemas electrónicos, sensores, actuadores y sistemas de control basados en microprocesadores para proporcionar una mayor economía de combustible, rendimiento y niveles de emisión reducidos. La forma clásica del proceso de control del motor se logra mediante un enfoque mecánico, pero ahora está siendo reemplazado por sistemas de control electrónico. En dichos sistemas, el rendimiento del motor, como la potencia, el par, el consumo de combustible y el nivel de emisiones, se ven significativamente afectados por las estrategias de control seguidas en el Sistema de gestión del motor (EMS) [1].

Un ejemplo de este tipo de sistemas se muestra en la figura 2.1, el sistema es un MED 7 Motronic de Bosch. Las características principales de este sistema son: mariposa con control electrónico del acelerador; Gestión del motor basada en el par, a través de la cual se ajustan los parámetros y funciones del sistema de

Capítulo 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico

inyección e ignición. En la figura 2.2 se describen las entradas y salidas a la unidad de control del sistema de inyección de gasolina.

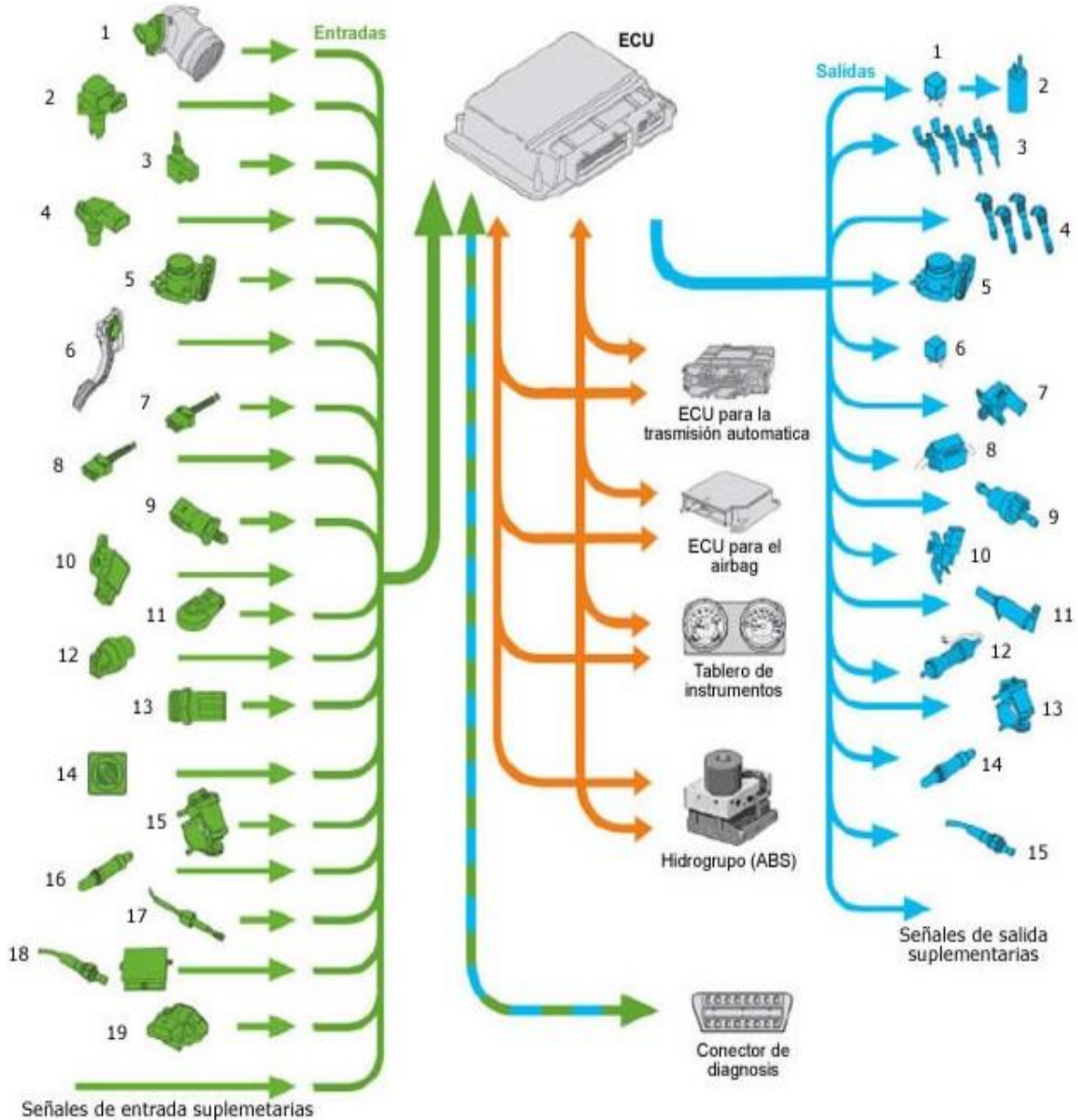


Figura 2.1 Esquema general de entradas y salidas a la unidad de control para un sistema de inyección directa de gasolina MED 7 Motronic de Bosch [13].

Capítulo 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico

Entradas

1. Medidor de masa de aire
Sensor de temperatura de aire aspirado
2. Sensor de presión en el colector de admisión
3. Sensor de régimen del motor
4. Sensor Hall (posición de arboles de levas)
5. Unidad de mando de la mariposa
Sensor de ángulo 1 + 2
6. Sensor de posición del acelerador
Sensor 2 de posición del acelerador
7. Conmutador de luz de freno F
Conmutador de pedal de freno
8. Conmutador de pedal de embrague
9. Sensor de presión de combustible
10. Potenciómetro para chapaleta en el colector de admisión
11. Sensor de picado
12. Sensor de temperatura del líquido refrigerante
13. Sensor de temperatura del líquido refrigerante a la salida del radiador
14. Potenciómetro, botón giratorio para selección de temperatura
15. Potenciómetro para recirculación de gases de escape
16. Sonda Lambda
17. Sensor de temperatura de los gases de escape
18. Sensor de NOx
Unidad de control para sensor de NOx
19. Sensor de presión para amplificación de servofreno

Salidas

1. Relé de bomba de combustible
2. Bomba de combustible
3. Inyectores cilindros 1- 4
4. Bobinas de encendido 1 - 4
5. Unidad de mando de la mariposa
Mando de la mariposa
6. Relé de alimentación de corriente para Motronic
7. Válvula reguladora de la presión del combustible
8. Válvula de dosificación del combustible
9. Electroválvula para depósito de carbón activo
10. Válvula para gestión del aire de la chapaleta en el colector de admisión
11. Válvula de reglaje de distribución variable
12. Termostato para refrigeración del motor
13. Válvula para recirculación de gases de escape unidad indicadora en el
14. Calefacción para sonda lambda
15. Calefacción para sensor de NOx

Figura 2.2 Entradas y salidas a la unidad de control del sistema MED 7 Motronic de Bosch [13].

Los motores modernos de encendido por chispa generalmente están equipados con un EMS cuya tarea es controlar las operaciones tales como encendido, relación aire-combustible, velocidad de ralentí, control del acelerador y sincronización variable de válvulas, etc., para reducir las emisiones y mejorar la economía de combustible. En el motor de combustión interna, el proceso de variar la entrada de aire en el cilindro del motor se logra mediante una válvula de mariposa en el sistema de admisión. Dependiendo del preciso proceso de control del acelerador, puede variar la cantidad de flujo de aire hacia el motor y, por lo tanto, la carga del cilindro, lo que determina la potencia del motor y la salida de par. La posición de la válvula de mariposa varía de dos maneras, ya sea por medios mecánicos o electrónicos [1], [2].

En el proceso tradicional de accionamiento mecánico del acelerador la válvula de mariposa está directamente conectada al pedal del acelerador a través de un cable Bowden. En dicho sistema, la entrada del conductor gobierna directamente el ángulo del acelerador mediante un enlace mecánico para el flujo de aire requerido en el motor. Cada cambio requerido por el conductor se logra con un enfoque directo. Por lo tanto, en el caso del acelerador mecánico, los requisitos del sistema interno y externo, como la eficiencia del combustible, las condiciones de la carretera o el clima, etc., no se consideran en la apertura del ángulo del acelerador [1].

Capítulo 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico

La idea del control de aceleración electrónico fue presentada por los vehículos BMW en su gama de serie siete a fines de la década de 1980. En tales sistemas, la apertura y cierre del ángulo de la placa del acelerador se controla con precisión mediante la estrategia de software en el EMS. Aquí la válvula de mariposa es operada por un motor sin ningún enlace mecánico directo entre la válvula de mariposa y el pedal del acelerador [1].

El acelerador electrónico que se emplea en los vehículos modernos proporciona múltiples beneficios técnicos, como una mejor respuesta del vehículo, múltiples modos de conducción (p. ej., económica, deportiva, etc.), integración con otros sistemas (control de tracción, control de crucero, etc.), mayor rendimiento en términos de mejorar el ahorro de combustible y reducir las emisiones. También proporciona la posibilidad de integrar el sistema de control de aire inactivo y el control de la válvula de mariposa en la misma unidad para proporcionar una operación confiable. Estos beneficios son posibles cuando el control del acelerador electrónico está basado en el par motor, esta técnica se analiza más a detalle en la sección 2.2.1.2.

En el control del acelerador electrónico basado en el par el conductor pisa el acelerador a la profundidad que corresponde con la potencia que espera por parte del motor. En la figura 2.3 se ilustra que la posición del acelerador se detecta por medio de transmisores y se retransmite a la unidad de control del motor. Los deseos expresados por el conductor a través del acelerador son transformados en la unidad de control del motor en un ángulo específico de la placa del cuerpo de aceleración electrónico [14].

Sin embargo, si por motivos de seguridad o de consumo resulta necesario modificar el par suministrado por el motor, la unidad de control del motor puede modificar la posición de la mariposa, sin que el conductor altere la posición del pedal del acelerador. La ventaja de esto reside en que la unidad de control define así la posición de la mariposa en función de las necesidades planteadas por los deseos del conductor, las emisiones de escape, el consumo y la seguridad.

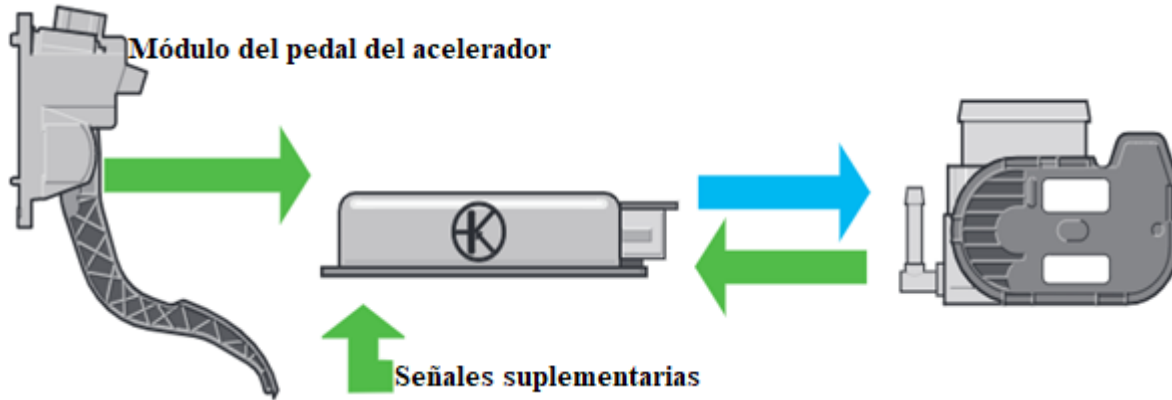


Figura 2.3 El ETC toma en cuenta la demanda del conductor y otros sistemas [14].

Las “herramientas” del sistema de gestión del motor para influir sobre el par suministrado son: principalmente la placa del cuerpo de aceleración, también el tiempo de inyección, la supresión del funcionamiento de cilindros y el ángulo de encendido [14].

Con el control del acelerador electrónico se consigue una gestión del motor orientada hacia la entrega de par, esto significa que la unidad de control del motor colecta primeramente los requerimientos internos y externos acerca de la entrega de par y calcula seguidamente su puesta en práctica. Esto es más exacto y eficaz que en el control del acelerador por enlace mecánico.

Requerimientos internos de par son, por ejemplo: puesta en marcha, ciclo de calefacción del catalizador, regulación de ralentí, limitación de la potencia, limitación del régimen y regulación lambda. Los requerimientos externos de par proceden de: el cambio automático (momento de cambio), sistema de frenado (regulación antideslizamiento de la tracción, regulación del par de inercia del motor), climatizador (activar/desactivar el compresor del climatizador) y del programador de velocidad [14].

Cabe señalar que una vez integrados todos sus módulos de control incluyendo el módulo de control del acelerador electrónico, el Sistema de Gestión del Motor puede realizar acciones para que se pueda obtener el par estimado, estas acciones se realizan por medio de dos vías principales que realizan el módulo del control del acelerador electrónico y el módulo de control de inyección de combustible. Para esto tomando en cuenta las requerimientos internos y externos de par la unidad determina un par teórico y así determina el ángulo de la placa del cuerpo de aceleración y la inyección de combustible necesarias para

Capítulo 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico

lograr dicho par [14] como se observa en la figura 2.4, estos datos son obtenidos previamente de la calibración.

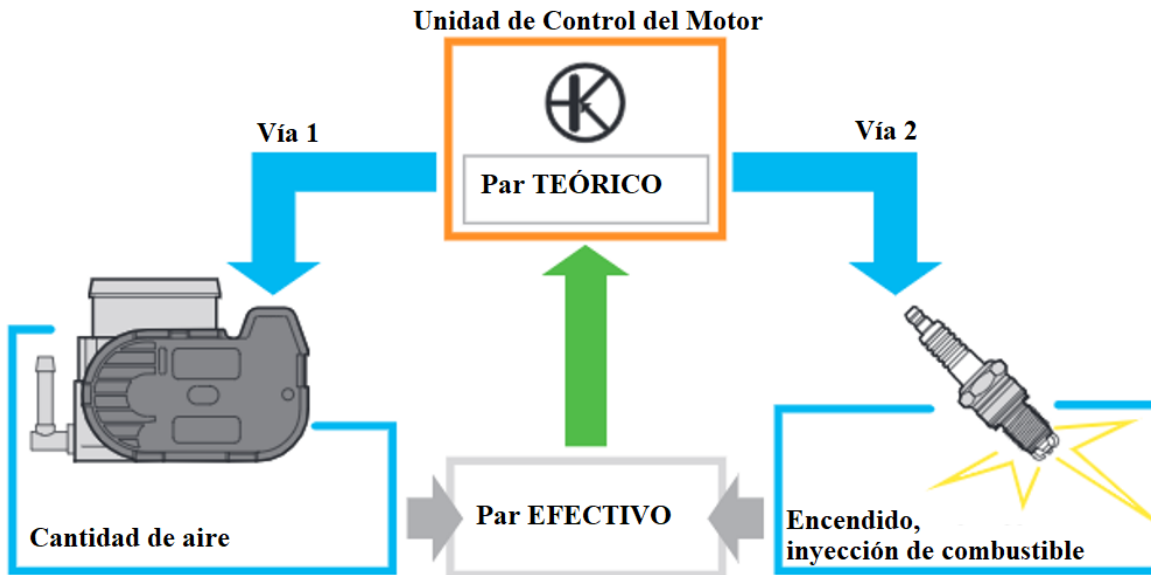


Figura 2.4 Medios principales por los cuales se realiza la gestión del motor para obtener el par estimado [14].

Por los beneficios antes mencionados el proceso de aceleración mecánica ha sido reemplazado por un control electrónico de aceleración (ETC) que también se conoce como sistema de accionamiento por cable (DBW, por sus siglas en inglés) [1].

2.2 Control del Acelerador Electrónico.

El Sistema de gestión del motor (figura 2.5) está compuesto por una gran cantidad de módulos de control (bucles de control) en su arquitectura y el control electrónico del acelerador (ETC) es uno de los módulos más importantes para gestionar la operación efectiva del cuerpo del acelerador electrónico. El módulo ETC consiste en una estrategia de estimación del ángulo de apertura del acelerador para calcular el ángulo de apertura del acelerador requerido o deseado (θ_{req}) considerando las demandas de par (conductor, control de tracción, control de cruce, etc.) del motor. El ángulo de apertura del acelerador requerido se controla con precisión mediante la estrategia de control de posición con un error mínimo o nulo. Sin embargo, el diseño del sistema de control de posición del cuerpo del acelerador electrónico (ETB) es una tarea difícil, debido a las diversas no linealidades del sistema, como las variaciones

de parámetros, el resorte de retorno, las fricciones y el envejecimiento del cuerpo del acelerador [1], [3].

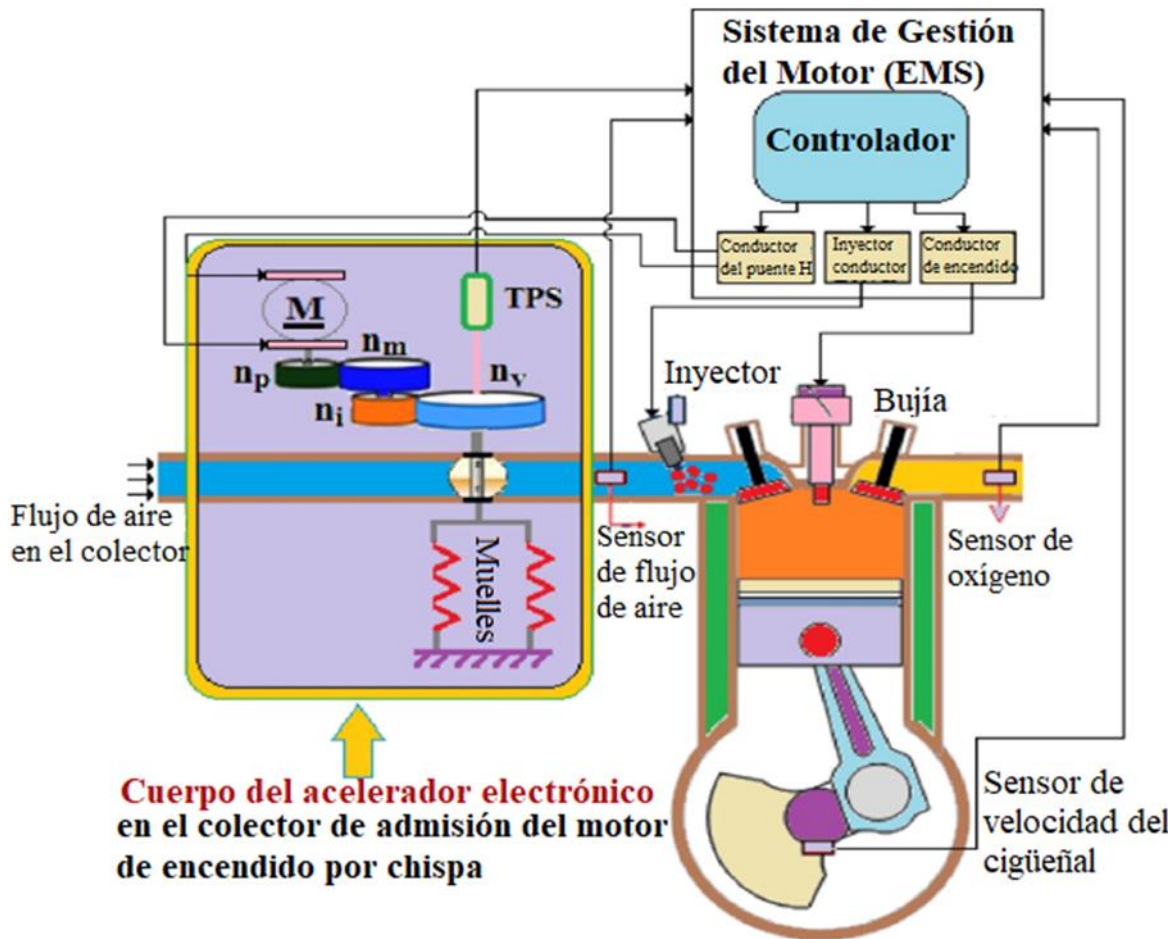


Figura 2.5 Componentes del Sistema de Gestión del Motor [1].

2.2.1 Estrategia de estimación del ángulo de apertura del acelerador en ETC.

El módulo de estimación del ángulo del acelerador es la parte principal del sistema electrónico de control del acelerador (ETC). Generalmente, se siguen dos enfoques en la estimación del ángulo del acelerador de ETC, como el seguidor de pedal y los métodos basados en torque [1], [3].

2.2.1.1 Método seguidor de pedal

La estrategia de seguidor de pedal se empleó generalmente en las primeras etapas del sistema ETC y es un enfoque muy simple para la estimación del ángulo del acelerador. En este método, el ángulo de apertura del acelerador es proporcional a la posición del pedal del acelerador dada por el conductor. La

Capítulo 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico

posición del pedal del acelerador y la relación del ángulo de apertura del acelerador es de 1:1. En el método de seguidor de pedal, la demanda del conductor a través del sensor del pedal del acelerador se interpreta solo como una entrada del ángulo de apertura del acelerador, por lo tanto, la válvula del acelerador se controla solo en función de la entrada de posición del pedal. Los requisitos de otros sistemas (control de crucero, control de tracción, etc.) no se consideran en la estimación del ángulo del acelerador y esta es una de las principales desventajas del método de seguidor de pedal, ya que solo considera la demanda del conductor [1], [5].

2.2.1.2 Método basado en el par.

En el método basado en el par, el sistema de control electrónico del acelerador utiliza dos mapas como se observa en la figura 2.6, un mapa del par demandado por el conductor y un mapa del posicionamiento del ángulo de la mariposa (mapa del par motor inverso), dependiendo de los datos ingresados en las tablas de búsqueda (mapas) se definirá la funcionalidad del ETC, un ejemplo es el mostrado en la figura 2.6, en este el mapa de par motor inverso tiene realmente los mismos datos que un mapa de par motor, que da salida a una posición del ángulo del acelerador, en cambio el mapa de la demanda de par del conductor describe en esencia el funcionamiento de un motor ideal, donde este motor ideal es el funcionamiento que el fabricante determina para mejorar la capacidad de conducción así como reducción de emisiones y mejora en la eficiencia del motor, otro ejemplo de este se muestra en la figura 2.7. El mapa del pedal se muestra en la figura 2.6, la demanda de torque del conductor se interpreta mediante la posición del pedal del acelerador y la velocidad del motor correspondiente, dicha información del módulo de estimación del ángulo de apertura puede ser utilizada por el administrador de demanda de par en el sistema de control, que calcula la demanda de par total al considerar la solicitud tanto del conductor como de otros sistemas (sistemas relacionados con el motor y el vehículo) en la variable de par del motor, que se utiliza como la interfaz principal entre la unidad de control del motor y otras funcionalidades dentro del control del vehículo (control de tracción, control de crucero), es claro que la estimación de la apertura del acelerador basada en el torque tiene la ventaja de la interacción con otros sistemas [1], [3], [5].

Capítulo 2. Sistema de Control del acelerador Electrónico

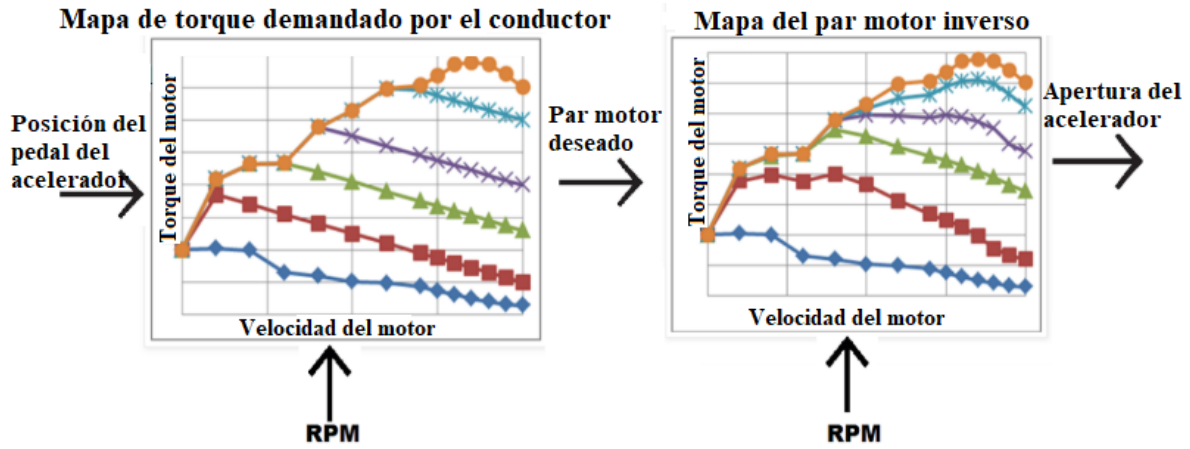


Figura 2.6 Mapas utilizados en el Método basado en el Par [5].

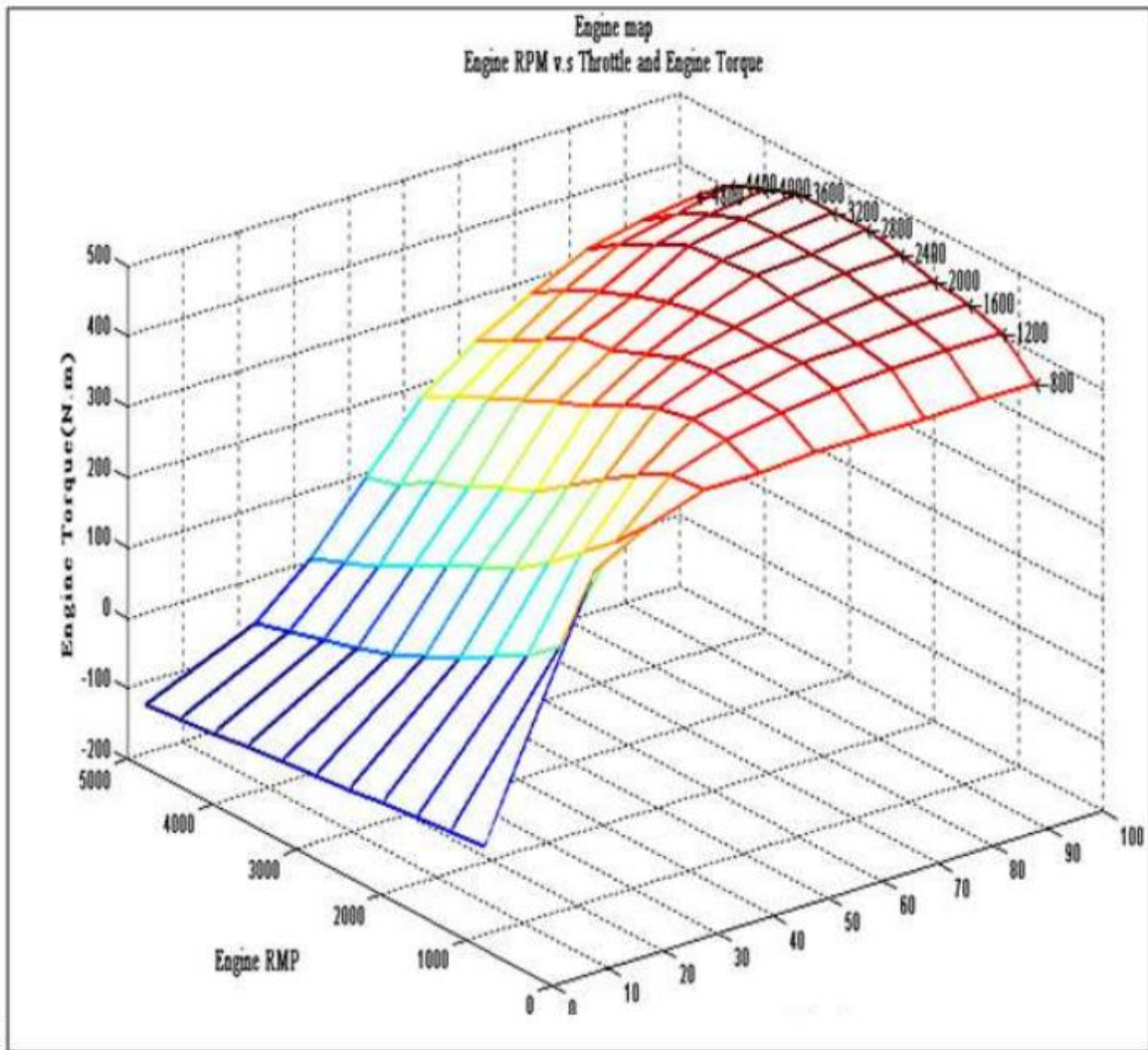


Figura 2.7 Mapa del pedal de demanda de torque del conductor [5].

2.3 Componentes del Cuerpo del Acelerador Electrónico.

La arquitectura de diseño interno del cuerpo del acelerador electrónico ubicado en el colector de admisión de un motor SI se muestra en la figura 2.8, consta de varios componentes y los principales se discuten en la siguiente sección.

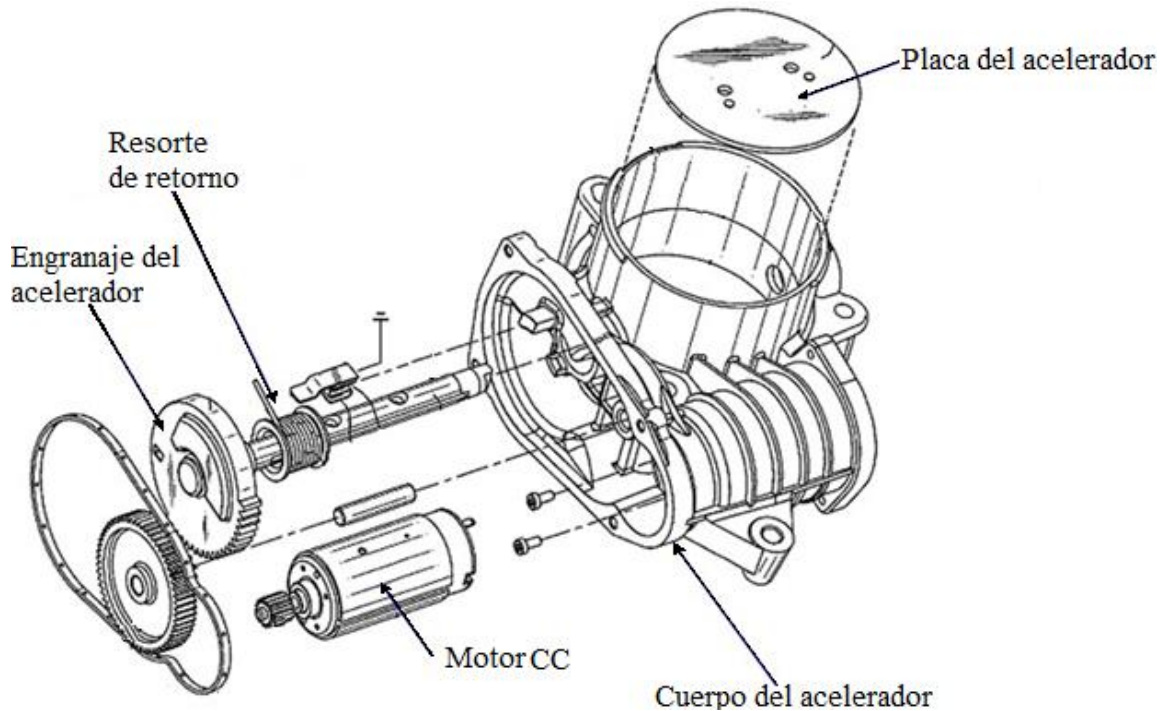


Figura 2.8 Componentes del cuerpo del acelerador electrónico.

2.3.1 Motor de Corriente Continua.

El motor de CC de tipo imán permanente controlado por armadura de 12V (figura 2.9) proporciona el par requerido a través de la disposición de engranajes para la apertura y cierre de la válvula de mariposa. Para operar el motor de manera bidireccional y también para amplificar la corriente, requiere un circuito controlador en forma de puente H. Para reducir el consumo de energía y también para suavizar los picos de corriente, la señal de control del microcontrolador dentro del EMS en forma de señal de modulación de ancho de pulso (PWM) se suministra al circuito del puente H. Para esta información de señal PWM, el puente H genera una potencia de accionamiento del motor y, en función del ciclo de trabajo, se controla el motor de corriente continua [1], [3].

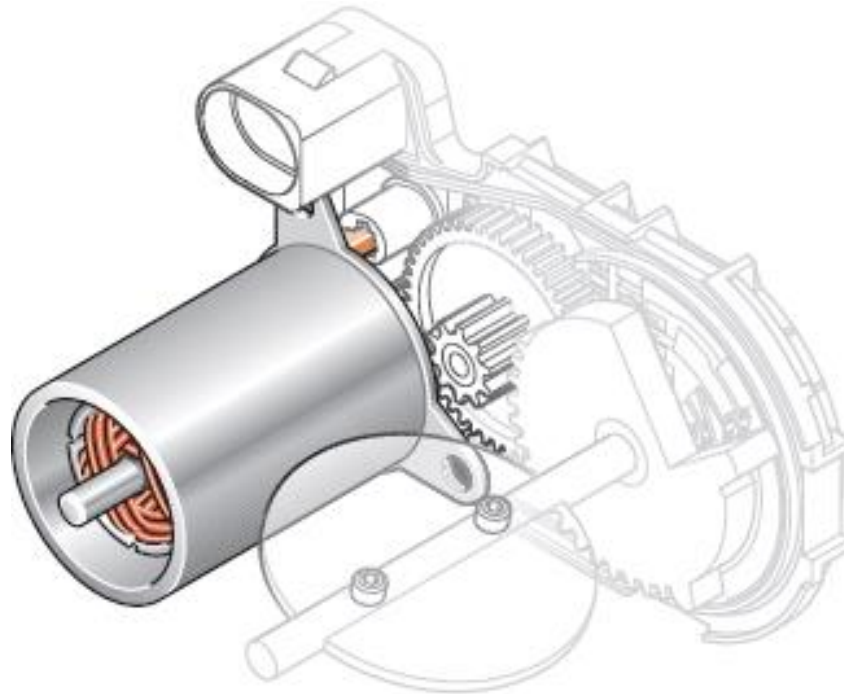


Figura 2.9 Motor de corriente continua del cuerpo del acelerador electrónico [14].

2.3.2 Arreglo de Engranajes.

La disposición del engranaje en el cuerpo del acelerador conecta el motor y la válvula de mariposa (figura 2.10). El par del motor CC se aumenta a través de estos engranajes cuando se aplica en el eje de la placa del acelerador. Debido a la mejora del par, el tamaño del motor puede reducirse y, al mismo tiempo, el sistema de engranajes facilita que el motor se ubique en paralelo al eje del acelerador para un diseño compacto. El conjunto de engranajes consta de engranaje de piñón (n_p), engranaje de motor (n_m), engranaje intermedio (n_i) y engranaje de válvula (n_v) como se muestra en la figura 2.11. Debido a estos arreglos de engranajes, se produce una falta de linealidad en el sistema a causa de la fricción entre el conjunto de engranajes [1], [3], [5].



Figura 2.10 Arreglo de engranes del ETB.

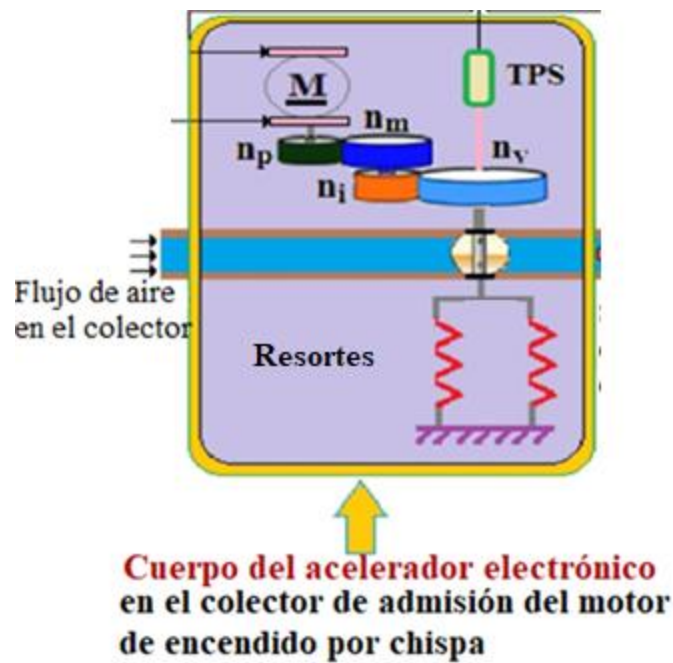


Figura 2.11 Conjunto de engranes del cuerpo del acelerador electrónico [1].

2.3.3 Sensor de posición del acelerador (TPS).

Para reducir el error de posición de la válvula de mariposa, se logra un sistema de control de retroalimentación de circuito cerrado mediante el uso de un sensor de posición del porcentaje de apertura de la placa del cuerpo del acelerador. Este sensor mide la posición de la válvula de mariposa mediante dos métodos: el enfoque de contacto y el enfoque sin contacto.

TPS por contacto

El enfoque de tipo de contacto utiliza un potenciómetro de tipo redundante doble para la medición de la posición del acelerador como se ilustra en la figura 2.12. Los dos sensores (redundantes) se emplean para facilitar la capacidad de diagnóstico entre los sensores. La correlación y el seguimiento de estas dos señales se pueden utilizar para detectar posibles fallas en el sistema, el cableado, las conexiones eléctricas o los problemas de los componentes. Los sensores de posición del acelerador actuales utilizados en muchos vehículos consisten en un potenciómetro resistivo de película gruesa con un contacto móvil que proporciona una señal de salida proporcional a la posición del eje del acelerador.

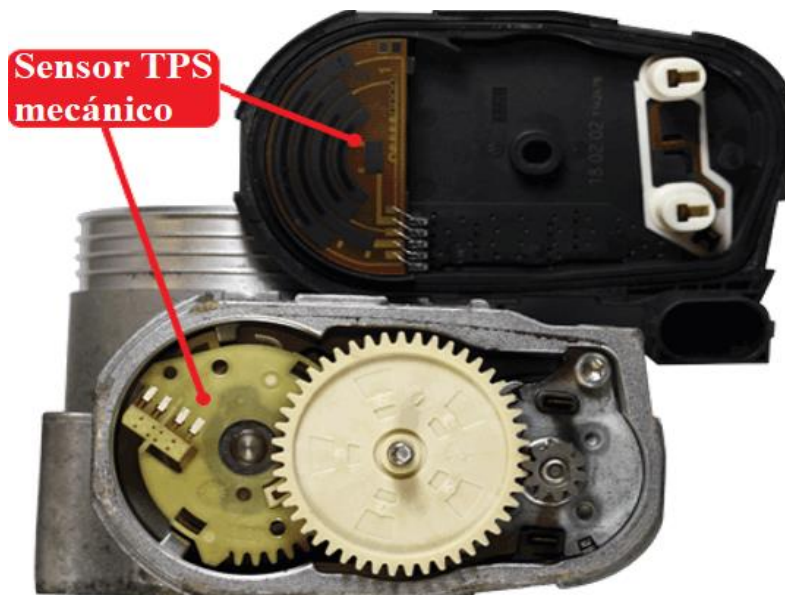


Figura 2.12 Sensor TPS por contacto.

TPS sin contacto

Mientras que el sensor de posición del acelerador de tipo sin contacto (figura 2.13) utiliza el principio de efecto Hall, magneto resistivo o principio inductivo en la tecnología del sensor [1]. En base a estos principios, el movimiento giratorio de la válvula de mariposa se convierte en un voltaje de salida lineal, que es directamente proporcional al ángulo de rotación del sensor. El sensor sin contacto proporciona mayor durabilidad y confiabilidad en comparación con los diseños de sensores de contacto [2], [10].

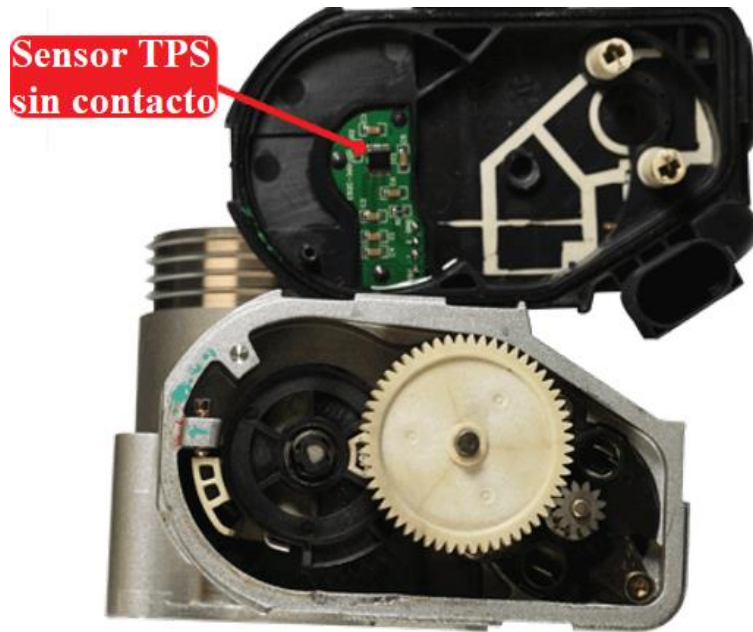


Figura 2.13 Sensor TPS sin contacto.

2.3.4 Resorte de Retorno.

El cuerpo del acelerador electrónico puede tener uno o dos resortes incorporados para mantener la válvula del acelerador abierta en una posición predeterminada, en la figura 2.14 se observan dos resortes. La válvula de mariposa se abre para un ángulo predeterminado por el resorte dual y esta posición se denomina posición de reposo (LH, por sus siglas en inglés), que es la posición a prueba de fallas. Para lograr esto, se emplea el o los resortes para cerrar la placa del cuerpo de aceleración. Esto se debe a que, en caso de mal funcionamiento del acelerador electrónico u otro mal funcionamiento del sistema, el resorte de precarga puede devolver la válvula a la posición de reposo, que está ligeramente por encima de la posición cerrada sin un voltaje de armadura al motor. Esto hace que siempre se garantice la pequeña cantidad de flujo de aire para operar el motor en una condición fija, incluso en caso de falla en el sistema. De este modo, se evita la posición completamente cerrada de la válvula de mariposa, lo que permite que el vehículo “cojee” hasta llegar a la estación de servicio del vehículo más cercana [1], [3], [10].

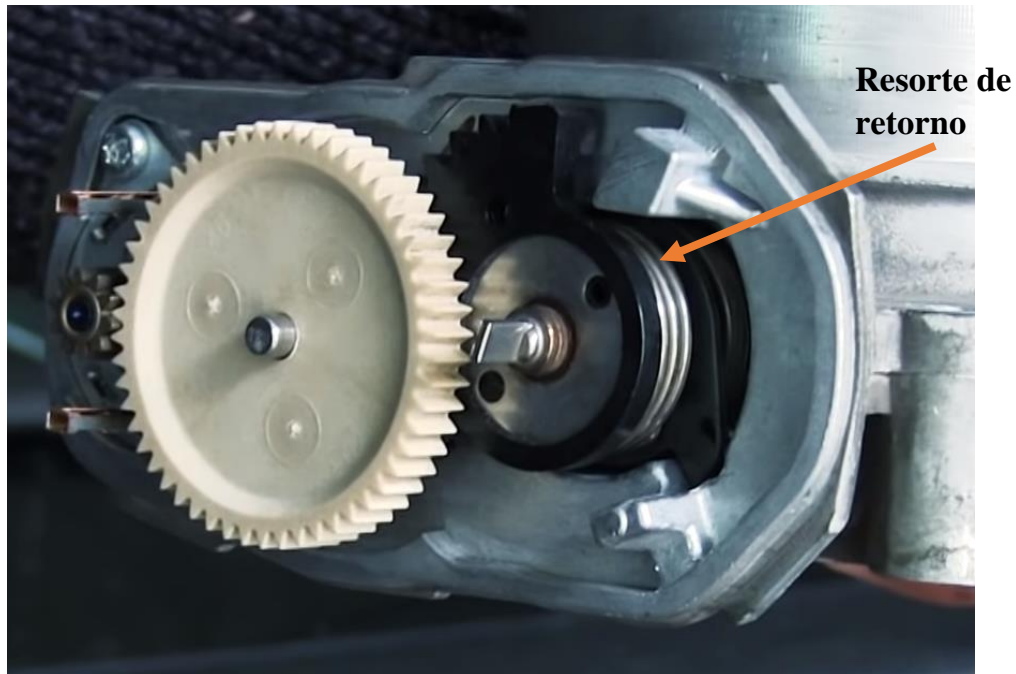


Figura 2.14 Resorte de retorno.

2.4 No Linealidades en el Acelerador Electrónico.

A través de la simulación del modelo matemático desarrollado al considerar todos los componentes internos en ETB, se pueden estudiar los efectos de las no linealidades, como el resorte de posición *Limp-home* y varias fricciones. Además, los parámetros del sistema a menudo son inciertos debido a la desviación de producción, el voltaje de operación, la temperatura externa, el envejecimiento; etc. conduce a afectar el funcionamiento del control del acelerador [1], [10]. En su mayoría, las literaturas están abordando las no linealidades creadas por el resorte de posición de inicio *Limp-home*, varias fricciones y la siguiente sección discute la característica no lineal del ETB.

2.4.1 Posición de Limp-Home.

El ángulo predeterminado en la válvula de mariposa realizada por el o los resortes de retención crea la no linealidad en la operación debido a la rigidez asimétrica del o los resortes. Si son dos resortes, cada resorte está actuando independientemente en su dirección respectiva, y ambos están precomprimidos por un ángulo específico y se requiere un par mínimo distinto de cero para mover la placa del acelerador desde su posición inicial. El torque del resorte es una función lineal por partes, pero la constante del resorte difiere en el caso de que sean dos resortes. Una característica típica de torque de resorte que se

muestra en la figura 2.15 de cuerpo del acelerador electrónico DV-E5 de Bosch con la posición de inicio *Limp-home* que varía entre 14.5° y 15.5° , también el tope mecánico inferior está en 8.3° y la parada mecánica superior está en 84.3° . Esta variación en posición *Limp-home* se debe a los defectos de construcción en el cuerpo del acelerador, el envejecimiento, etc. La posición del ángulo de inicio *Limp-home*, máximo y mínimo para el cuerpo del acelerador varía según la categoría de los cuerpos del acelerador del motor según el modelo [10].

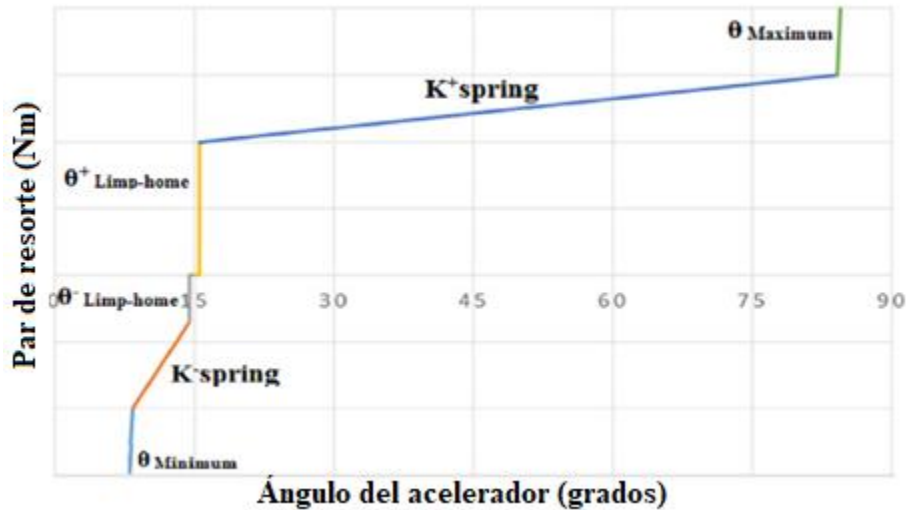


Figura 2.15 Variación del par de resorte con el ángulo del acelerador [1], [10].

2.4.2 Fricción en el cuerpo del acelerador.

A medida que el motor de corriente continua mueve la válvula de mariposa, tiene que superar las fuerzas de fricción creadas por la caja de engranajes, los resortes LH y también en la válvula de mariposa que actúa como un fenómeno no lineal en el sistema [3], [10]. Existen diferentes tipos de fuerzas de fricción desarrolladas en el cuerpo del acelerador y la fricción de Coulomb se describe a continuación.

2.4.2.1 Fricción de Coulomb.

La fricción que actúa sobre el sistema está relacionada con la dirección del movimiento del acelerador (es decir, el signo de la velocidad del movimiento de la placa del acelerador). El modelo de fricción de Coulomb no depende de la magnitud de la velocidad, sino sólo de la dirección de la velocidad [1], [3], [10]. Se expresa como en la ecuación 1, donde μ es el coeficiente de rozamiento al deslizamiento, F_{Normal} es el valor de la fuerza normal de contacto entre dos

cuerpos y $\text{Sign}(\text{Velocity}_{\text{Throttle}})$ el signo de la velocidad de la placa del cuerpo de aceleración.

$$F_{\text{Coulomb}} = \mu * F_{\text{Normal}} * \text{Sign}(\text{Velocity}_{\text{Throttle}}) \quad (1)$$

2.5 Modelo Matemático del Acelerador Electrónico.

Un modelo matemático desempeña un papel importante en el sistema de control de posición para ETB al comprender el diseño de componentes internos y su característica de funcionamiento. En [1] se desarrolla un diagrama de bloques del modelo matemático típico del cuerpo del acelerador electrónico DV-E5 de Bosch para comprender el comportamiento no lineal, considerando todos los componentes relacionados mecánicos y electrónicos que se muestran en la figura 2.16. Las diversas variables en el modelo matemático del ETB, como las constantes del motor, las constantes de resorte, el par de precarga, etc., deben estimarse para la simulación y optimización del sistema de control electrónico del acelerador [1], [3]. Comúnmente, hay dos enfoques empleados en la estimación de variables, como el método de simulación matemática y técnicas experimentales. En la técnica experimental, se llevan a cabo pruebas como resistencia del motor, inductancia, fuerza electromotriz, carga estática, coeficiente de fricción viscosa, pruebas de momento de inercia, etc. Dichas variables varían para los diferentes dispositivos de aceleración de acuerdo con las características de los componentes internos [1]. Los fabricantes del acelerador electrónico tienen su propia estimación de las variables del modelo a partir de su especificación de diseño o prueba de validación.

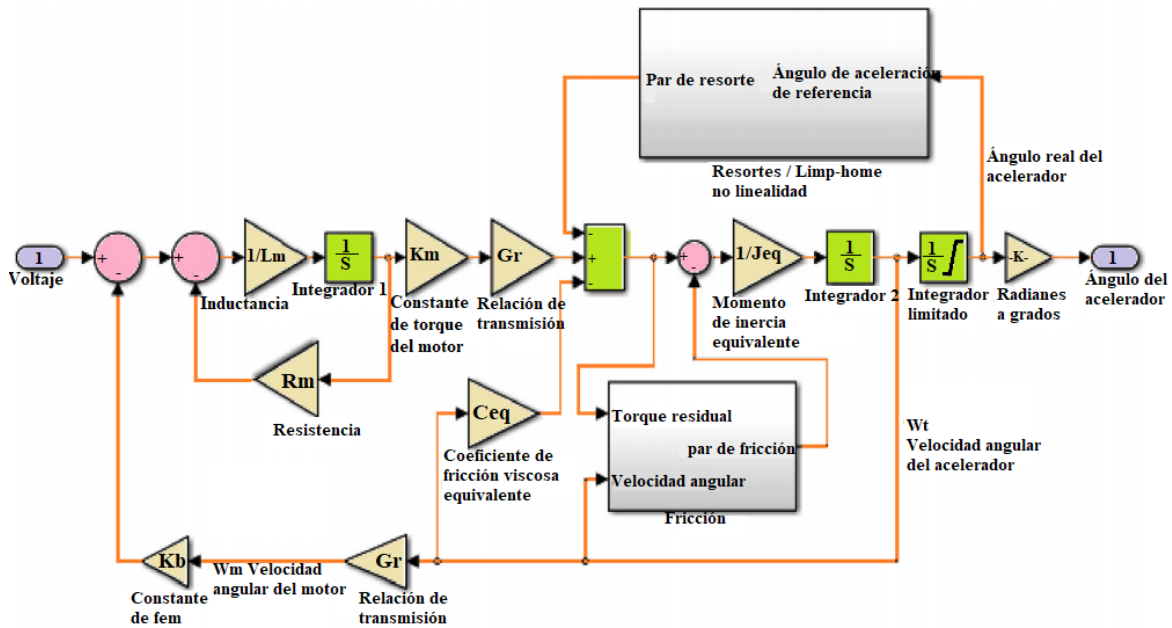


Figura 2.16 Ejemplo de diagrama de bloques del modelo matemático del cuerpo del acelerador electrónico [1].

2.6 Sistemas de Control del Acelerador Propuestas en Literatura Científica.

El posicionamiento preciso de la válvula de mariposa en el Acelerador Electrónico depende de la presencia de no linealidades. Por lo tanto, para manejar las no linealidades y mejorar las características de rendimiento al reducir el error en la salida del ángulo del acelerador, el control electrónico del acelerador (ETC) necesita un módulo de sistema de control de posición único. Las no linealidades existen predominantemente en el área cercana a la posición cerrada del acelerador y los efectos no lineales se reducen siempre que se abra la válvula. Sin embargo, el sistema de control de posición del acelerador tiene que rastrear el ángulo de apertura del acelerador deseado en todo su régimen operativo, particularmente en el ángulo de la válvula de mariposa inferior para el control de la velocidad de ralentí debido a la prevalencia de la fricción y la fuerza de resorte opuesta. La precisión y el rendimiento del sistema de control de posición dependen en gran medida del tipo de sistema de control empleado. En la literatura científica se emplean varios enfoques de control en el control electrónico de posición del acelerador, tales como (i) control PID, (ii) control adaptativo, (iii) control de modo deslizante, (iv) control de lógica difusa, (v) control por redes neuronales [1].

CAPÍTULO 3

Hardware in the Loop

Hardware in the Loop es una técnica en la cual las señales reales de un controlador son conectadas a un sistema de pruebas que simula un caso de uso real [6], como se observa en la figura 3.1. Al realizar la prueba de un controlador consideraciones como la disponibilidad de la planta, la seguridad y también el costo pueden hacer que sea poco práctico realizar estas pruebas con el sistema real completo. Los principales propósitos que se pueden tener en cuenta al realizar esta prueba son la verificación del control implementado mediante la interacción de este con la planta simulada, la detección de errores en el algoritmo de control para poder corregirlos y el análisis de la respuesta del controlador en un caso de uso simulado [7], [15].



Figura 3.1 Prueba Hardware in the Loop [16].

3.1 Características de un Sistema HIL.

Hardware in the Loop es una forma de simulación en tiempo real con la adición de componentes reales en el bucle (figura 3.2), estos componentes interactúan con componentes simulados en tiempo real (modelos dinámicos) mediante

Capítulo 3. Hardware in the Loop

señales eléctricas o buses de comunicación. La parte del sistema que no se simula puede consistir en dispositivos reales, máquinas o bancos de pruebas mecánicas. Sin embargo, actualmente el término se usa principalmente para referirse a un sistema real que consiste en una o más ECU, controladores o componentes mecatrónicos inteligentes para los cuales un entorno virtual se simula eléctrica y dinámicamente [7], [15].

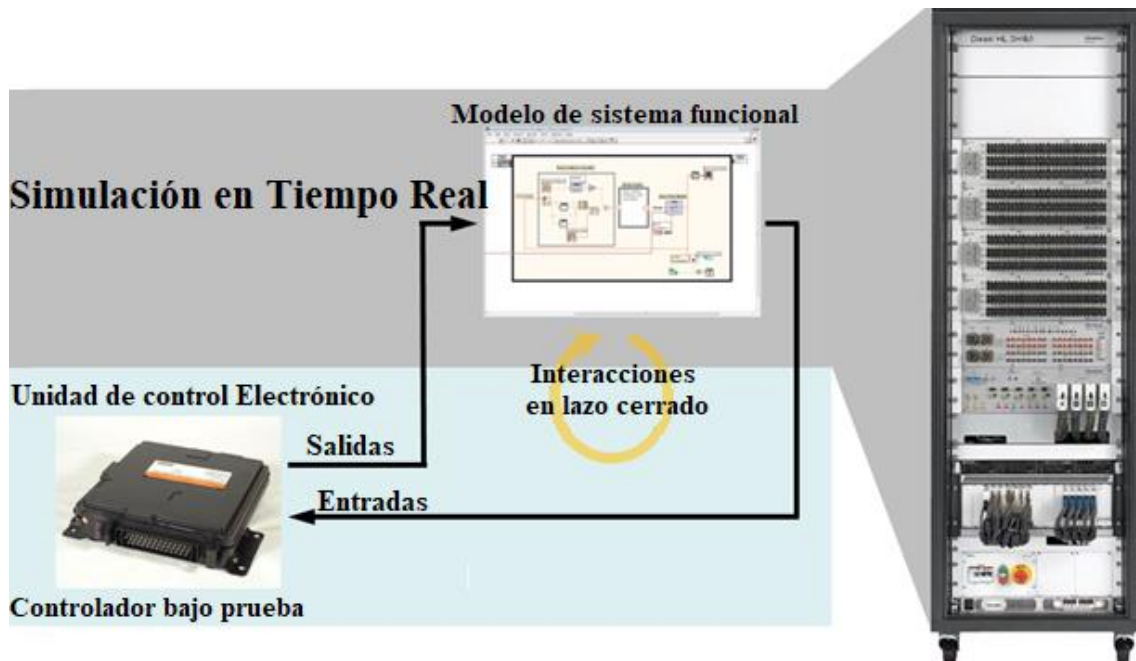


Figura 3.2 Características de un sistema Hardware in the Loop [16].

Un sistema en tiempo real es cualquier sistema de procesamiento de información que tiene que responder a estímulos de entrada generados externamente dentro de un período finito y específico. Los sistemas en tiempo real pueden ir desde simples microcontroladores hasta complejos sistemas distribuidos. Estos reaccionan directamente a los eventos que ocurren en su entorno y afectan directamente el curso de los eventos en su entorno [7].

En términos de un simulador HIL, el requisito principal es que el código del modelo complete la ejecución dentro de un tiempo de muestra y esto tiene las siguientes implicaciones:

- Se debe utilizar un método de integración de paso fijo.
- No se permiten procedimientos iterativos (como la iteración de Newton que se usa a menudo para 'romper' los bucles algebraicos en la simulación fuera de línea).

-Si la CPU del simulador no puede cumplir con la restricción de tiempo, entonces puede ser necesario reducir la complejidad del modelo (pero aceptar una precisión disminuida), invertir en una CPU más rápida, dividir el modelo para que se pueda calcular en paralelo en varias CPU o implementar parte del modelo en hardware especializado, por ejemplo, una matriz de compuerta programable en campo (FPGA) [7].

3.2 Componentes de un Sistema Hardware in the Loop.

Un sistema HIL tiene tres componentes principales: un procesador en tiempo real, interfaces de E/S y una interfaz de operador como se muestra en la figura 3.3.



Figura 3.3 Componentes del sistema Hardware in the Loop.

Procesador en tiempo real: El procesador en tiempo real es el núcleo del sistema de prueba HIL. Proporciona la ejecución determinista de la mayoría de los componentes del sistema de prueba HIL, como la comunicación de E/S de hardware, el registro de datos, la generación de estímulos y la ejecución de modelos [8], [15].

Capítulo 3. Hardware in the Loop

Las interfaces de E / S: Son señales analógicas, digitales y de bus (CAN, LIN, FlexRay, MOST) que interactúan con la unidad bajo prueba [8], [15]. Pueden ser usadas para producir señales de estímulo, adquirir datos para el registro y análisis, y proporcionar las interacciones del sensor / actuador entre la unidad de control electrónico (ECU) o controlador que se está probando y el entorno virtual que simula el modelo [8].

La interfaz de Usuario: Se comunica con el procesador en tiempo real para proporcionar comandos de prueba y visualización. A menudo, este componente también proporciona tareas de administración de configuración, automatización de pruebas, análisis e informes [8].

Componentes Reales: Las Unidades de Control en vehículos controlan actuadores eléctricos (llamados cargas), por ejemplo, válvulas, motores eléctricos, relés, actuadores controlados por corriente e inyectores piezoeléctricos. Se pueden utilizar cargas reales o circuitos eléctricamente equivalentes en un sistema HIL. Muy a menudo, se conecta una resistencia sustituta a la ECU como carga [15]. Sin embargo, si la carga en sí tiene un comportamiento dinámico (resistencia variable, como en un faro) y la ECU realiza un diagnóstico al respecto, una carga real está integrada en el sistema HIL.

Para tratar las Unidades de Control o controladores de manera realista, los componentes reales a menudo son necesarios. Estas pueden ser cargas que no son fáciles de simular, o que solo pueden simularse con mucho esfuerzo, a veces se utilizan configuraciones más pequeñas o incluso bancos de prueba complejos.

CAPÍTULO 4

Elementos del ETC y plataforma HIL utilizados.

4.1 Elementos del ETC

4.1.1 Acelerador Electrónico Bosch.

El cuerpo del acelerador electrónico (ETB, por sus siglas en inglés) consta de una placa del cuerpo de aceleración y un sensor de posición del acelerador (TPS), como se muestra en la figura 4.1. El ETB juega un papel importante al permitir la entrada de aire a la cámara de combustión para permitir la quema de combustible eficiente y de baja emisión en motores de gasolina. El sensor de posición de la placa del cuerpo de aceleración ubicado en ETB es un potenciómetro de tipo dual y su voltaje de salida varía en el rango de 0 a 5 V. El cuerpo del acelerador Bosch consta de un total de seis pines en su construcción, de los cuales dos pines son para la conducción del motor (positivo y negativo) y los cuatro pines restantes son para la señal y el suministro del sensor de posición del acelerador con 5 V [1], [17].



Figura 4.1 Acelerador electrónico.

4.1.2 Puente H.

Este es un controlador de motor de CC de alta potencia basado en el chip VNH2SP30 de ST, se observa en la figura 4.2. Está diseñado para aplicaciones

Capítulo 4. Elementos del ETC y plataforma HIL

de control de motores de corriente continua de alta potencia con una corriente máxima de hasta 30 A y una corriente continua de 14 A [18].

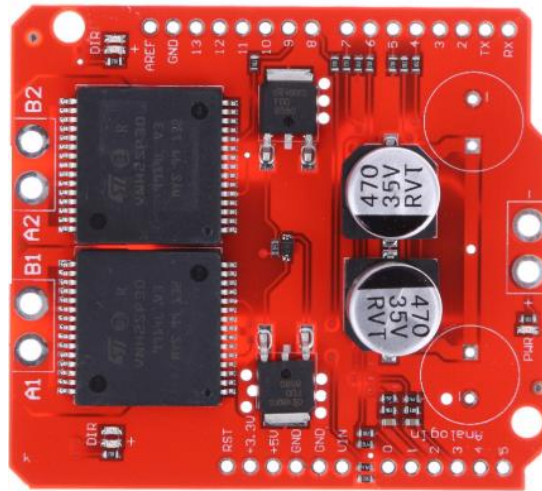


Figura 4.2 Puente H [13].

El módulo es fácil de usar con Arduino o cualquier otro microcontrolador. El controlador del motor tiene la capacidad de apagado térmico para protección contra sobrecalentamiento, también tiene detección de corriente y protección contra sobretensión [18]. Sus características se enlistan a continuación.

- Tensión máxima: 16 V
- Corriente nominal máxima: 30 A
- Corriente continua práctica: 14 A
- Detección de corriente disponible para pin analógico
- Resistencia de encendido MOSFET: 19 m Ω
- Frecuencia máxima de PWM: 20 kHz
- Apagado térmico
- Apagado por sobrevoltaje

4.1.3 Sensor de posición del pedal del acelerador

Los autos de hoy en día están equipados con un sistema de control electrónico del acelerador que contiene un sensor de posición del pedal del acelerador (APP, por sus siglas en inglés) [19]. El trabajo principal de este sensor es monitorear la posición del pedal del acelerador y enviar una señal electrónica a la unidad

de control del motor que es la encargada de administrar y controlar la apertura del ángulo de la placa del cuerpo del acelerador al presionar el pedal del acelerador [20]. La figura 4.3 muestra el sensor de posición del pedal del acelerador (APP) y sus conexiones a la unidad de control del motor.

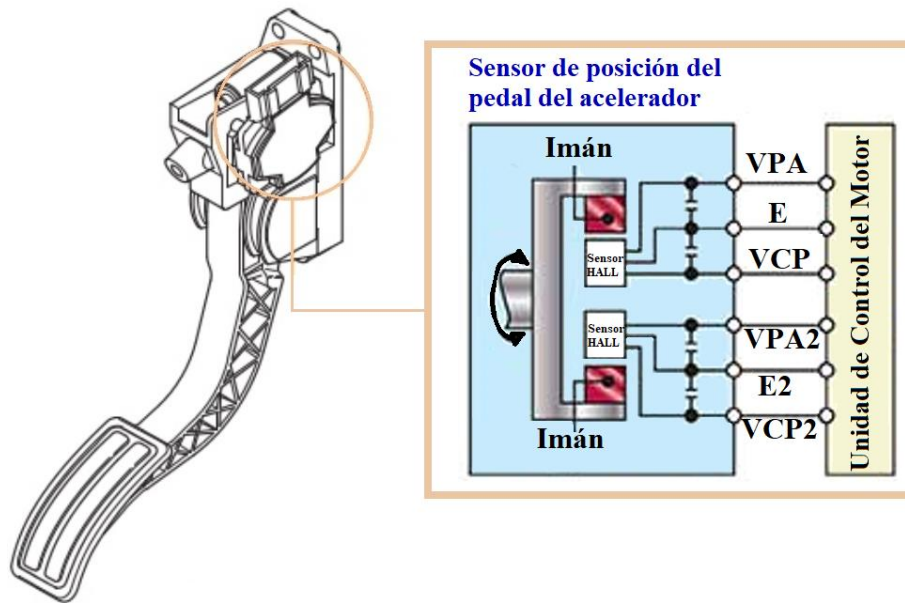


Figura 4.3 Sensor de posición del pedal del acelerador [20].

El sensor de posición del acelerador consta de dos sensores de efecto Hall sin contacto separados que actúan en serie. Cada sensor requiere 2 entradas a la unidad de control del motor: tensión de alimentación de 5 V (VCP y VCP2) y una conexión a tierra (E y E2). Las dos salidas del sensor APP (VPA y VPA2) son representativas del ángulo del pedal del acelerador, ambas señales tienen una pendiente positiva (a mayor ángulo, mayor voltaje), pero se compensan y aumentan en diferentes proporciones [14], [20]. Un ejemplo de la relación entre el voltaje obtenido del sensor y el ángulo del pedal se ilustra en la figura 4.4, donde la señal de VPA varía de 0.8V cuando el pedal se libera completamente a 3.6V cuando se presiona completamente. El voltaje VPA2 es más alto en valor en comparación con VPA con una diferencia fija de 0.8V [20].

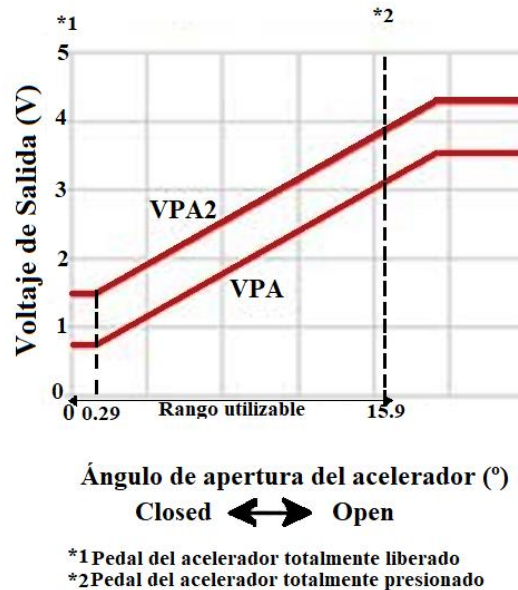


Figura 4.4 Voltaje de salida del pedal del acelerador.

Las señales VPA y VPA2 aseguran que la ECU reciba una entrada correcta, incluso si una señal tiene una falla. Si hay algún problema con uno de los circuitos, se utiliza la otra entrada. La ECU usa la señal VPA2 y la compara con la señal VPA para verificar la validez de la información provista por el sensor de APP, y en caso de anomalía o discrepancia entre las dos señales de APP o las señales de TPS, la ECU coloca el automóvil en modo de reposo o inactivo restringiendo el ángulo de apertura del acelerador [20].

4.1.4 Controlador CompactRio-9014

El cRIO-9014 es un controlador embebido en tiempo real, ideal para aplicaciones avanzadas de monitoreo y control. Este controlador robusto, sin ventilador consta de una variedad de puertos de conectividad incluyendo uno Ethernet, uno USB y uno serial. Puede realizar control determinista, registro de datos y análisis. Se combina con un chasis para poder combinarse con módulos de E/S tanto analógicas como digitales y estos módulos son el NI 9215 y NI 9401 [21], [22]. En la figura 4.5 se muestran los componentes del controlador CompactRio.

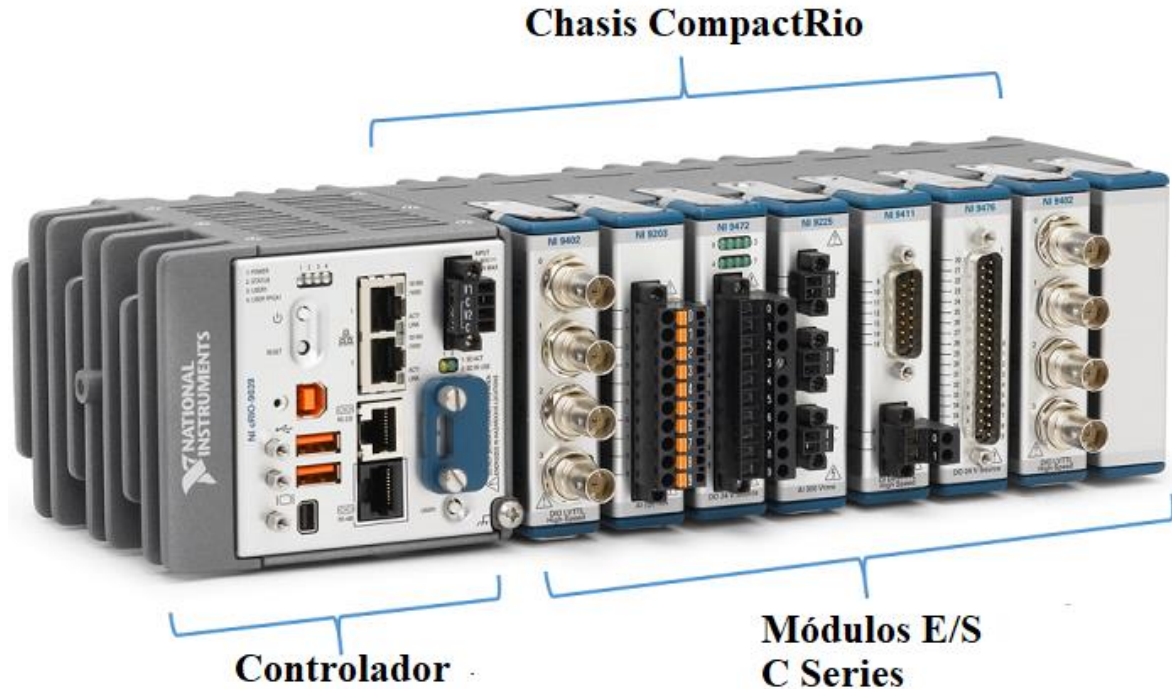


Figura 4.5 Controlador CompactRio [14].

4.1.4.1 NI 9215.

Se utiliza un NI 9215 como módulo de entrada analógica, tiene 4 entradas analógicas diferenciales y la velocidad de muestreo más alta es de 100 kS/s [23], [24].

4.1.4.2 NI 9401.

Se elige un NI 9401 como módulo de salida digital. Es un módulo de salida digital de fuente de alta velocidad de 8 canales bidireccionales y 100 ns. Para salida o entrada en incrementos de 4 bits [25], [26].

4.2 Plataforma HIL.

National Instruments desarrolló y anunció la especificación PXI (PCI eXtensions for Instrumentation) en 1997 y la lanzó en 1998 como una especificación abierta de industria para cubrir la creciente demanda de sistemas complejos de instrumentación. PXI es una plataforma basada en PC que ofrece una solución de despliegue de alto rendimiento para sistemas de medida y automatización. Los sistemas PXI están compuestos de tres componentes básicos: chasis, controlador de sistema y módulos periféricos [27], como se muestra en la figura 4.6.



Figura 4.6 Sistema PXI [27].

4.2.1 NI PXI 1042

Chasis NI PXI-1042 aloja módulos PXI y los conecta con un plano trasero de alto rendimiento que brinda habilidades de temporización y sincronización [28].

4.2.2 NI PXI-8101

Es un controlador embebido de dos ranuras para sistemas PXI. Es usado para crear una plataforma compacta y/o portátil basada en PC para aplicaciones de control industrial, adquisición de datos y de pruebas y medidas.

NI PXI-8101 se utiliza como la estación terminal de destino de hardware en tiempo real de la plataforma de simulación digital PXI. Se basa en el controlador integrado de alto rendimiento Intel Celeron 575 de 2.0 GHz, una memoria DDR2 de 2 GB y 800 MHz y una unidad de 7200 rpm de alto rendimiento. Por lo tanto, es muy adecuado para instrumentos modulares de alto rendimiento y aplicaciones de adquisición de datos [29].

El PXI-1042 combinado con el controlador integrado NI PXI-8101 da como resultado una computadora totalmente compatible con PC en un paquete compacto y resistente, para adquisición de datos y aplicaciones de prueba y

medición. El chasis es conectado a la PC a través de un cable Ethernet y luego se emplea el módulo NI PXI-7851R que proporcionan conectividad directa con dispositivos externos.

4.2.3 NI PXI-7851R.

El módulo de E/S multifunción reconfigurable PXI-7851/PXI-7851R de la serie R de National Instruments (figura 4.7) presenta un FPGA programable por el usuario para un procesamiento interno de alto rendimiento y control directo sobre las señales de E/S para garantizar una flexibilidad completa de sincronización del sistema. Puede personalizar estos dispositivos con el Módulo LabVIEW FPGA para desarrollar aplicaciones que requieran una sincronización y control precisos, tales como pruebas de hardware en el bucle, comunicación de protocolos personalizados, simulación de sensores y control de alta velocidad [30], [31].

El PXI-7851R presenta un convertidor A/D dedicado (ADC) por canal para temporización y disparo independientes. Este diseño ofrece funcionalidades especializadas, como muestreo de múltiples velocidades y activación de canales individuales, que están fuera de las capacidades del hardware típico de adquisición de datos [30].



Figura 4.7 Módulo PXI-7851R [31].

4.3 Software Utilizado.

4.3.1 NI LabVIEW (Software para el Controlador).

LabVIEW (Laboratory Instrumentation Engineering Workbench) es un entorno de desarrollo, diseñado por National Instruments. LabVIEW ofrece un enfoque de programación gráfica que ayuda a visualizar cada aspecto de la aplicación a desarrollar, incluyendo configuración de hardware, datos de medidas y depuración. Esta visualización hace que sea más fácil integrar hardware de medidas de cualquier proveedor, representar una lógica compleja en el diagrama, desarrollar algoritmos de análisis de datos y diseñar interfaces de usuario personalizadas [32]. Este software permite la conexión entre el hardware, los controladores y los diferentes tipos de instrumentos. LabVIEW se utilizará para desarrollar un controlador para el acelerador electrónico.

LabVIEW contiene mecanismos de transferencia de datos incorporados para pasar datos desde los módulos de E/S al FPGA y también desde el FPGA al procesador incorporado para análisis en tiempo real, procesamiento posterior, registro de datos o comunicación a una computadora host en red. Hay dos tipos de software disponibles para programar el Módulo NI CompactRio, que es NI LabVIEW Real-Time, generalmente usado para propósitos de adquisición de datos y NI LabVIEW FPGA se usa comúnmente para propósitos de registro de datos [33]. En la figura 4.8 se muestra el logo del software LabVIEW.



Figura 4.8 Logo del software LabVIEW.

4.3.2 NI VeriStand

VeriStand es una herramienta de software que proporciona un marco para aplicaciones de prueba en tiempo real, como validación de software integrada y control.

El hardware modular de NI como PXI y E/S reconfigurables (RIO) se basan en un estándar de la industria, permitiendo añadir E/S y cambiar el tipo de E/S sin reconstruir el sistema de prueba. El software de pruebas basado en configuración como VeriStand se integra perfectamente con hardware modular, garantizando que el software y el hardware permanecen sincronizados mientras se realizan cambios en el sistema de prueba (figura 4.9). Para modelos utilizados en aplicaciones como electrónica de potencia donde la fidelidad del modelo y la sincronización confiable del hardware son claves, VeriStand puede incorporar su propio código de FPGA, permitiendo elegir el nivel de personalización necesaria para su aplicación [34].

El software de pruebas de NI basado en configuración, VeriStand, se ejecuta en un SO (Sistema Operativo) determinístico y en tiempo real en el que se puede probar de inmediato sin necesidad de programar. Sin embargo, cuando surgen casos especiales, este mismo software se puede personalizar con su propio código de LabVIEW. Los FPGAs reconfigurables ofrecen control de su E/S y le permiten implementar procesamiento en línea en hardware que se puede cambiar a la velocidad de su próxima idea [34].

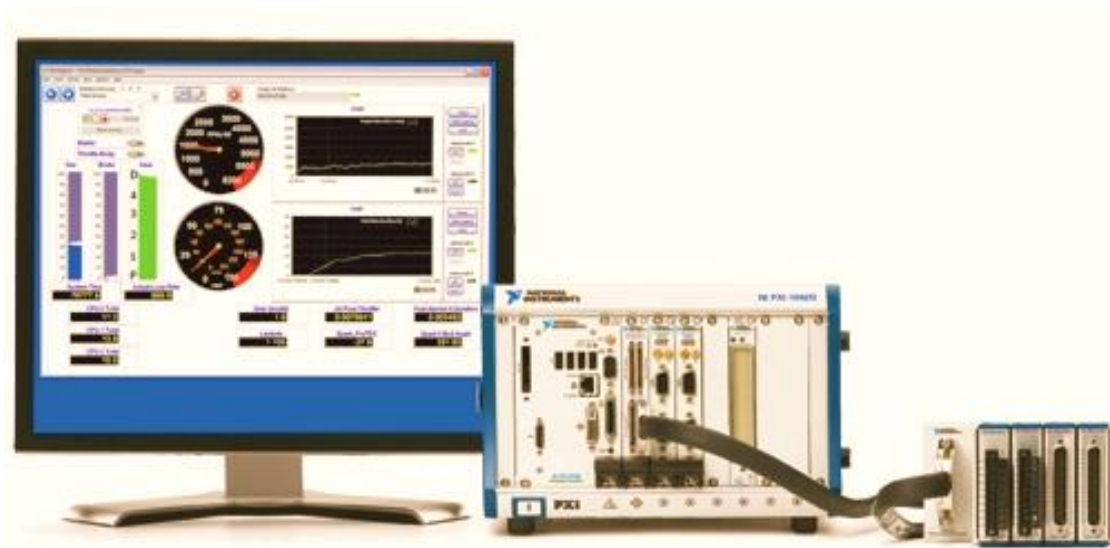


Figura 4.9 Integración del Software VeriStand con hardware modular de NI [34].

4.3.3 Matlab-Simulink.

Simulink es un entorno de simulación y diseño basado en modelos para sistemas dinámicos e integrados, integrado con MATLAB. Simulink, también desarrollado por MathWorks, es una herramienta de lenguaje de programación gráfica de flujo de datos para modelar, simular y analizar sistemas dinámicos multidominio [35], [36]. Básicamente es una herramienta gráfica de diagramación de bloques con un conjunto personalizable de bibliotecas de bloques (figura 4.10). Simulink permite incorporar algoritmos de MATLAB en los modelos, así como exportar los resultados de la simulación a MATLAB para su posterior análisis. Simulink soporta:

- diseño a nivel de sistema.
- simulación.
- generación automática de código.
- prueba y verificación de sistemas embebidos [35].

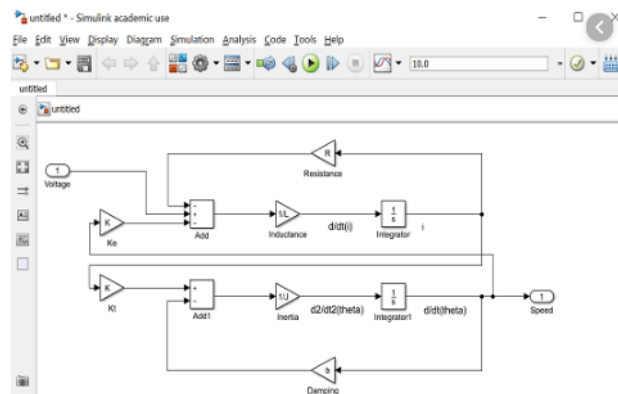


Figura 4.10 Logo y entorno de simulación de Simulink.

Simscape TM es un producto de Matlab que permite crear rápidamente modelos de sistemas físicos dentro del entorno Simulink [®], en la figura 4.11 se observa el logo de Simscape. Con Simscape se pueden construir modelos de componentes físicos basados en conexiones físicas que se integran directamente con diagramas de bloques y otros paradigmas de modelado. Es posible modelar sistemas como motores eléctricos, rectificadores de puente, actuadores hidráulicos y sistemas de refrigeración ensamblando componentes

Capítulo 4. Elementos del ETC y plataforma HIL

fundamentales en un esquema. Los productos complementarios de Simscape proporcionan componentes más complejos y capacidades de análisis. Para implementar modelos en otros entornos de simulación, incluidos los sistemas de hardware en bucle (HIL), Simscape admite la generación de código C [37].



Figura 4.11 Logo de Simscape.

CAPITULO 5

Desarrollo del ETC y Plataforma HIL.

5.1 Modelo del acelerador electrónico y obtención de parámetros.

Como se mencionó en las secciones 2.3 y 2.4 en los motores modernos de encendido por chispa, el acelerador está controlado por el Sistema de Gestión del Motor, esto le da a dicho sistema un control directo del flujo de aire y, por lo tanto, del par motor. Esto impone altas exigencias a la velocidad y precisión del controlador que posiciona la placa del acelerador. El problema del control del acelerador se ve complicado por dos fuertes efectos no lineales, la fricción y el par de arranque causado por la posición de Limp-Home.

En este trabajo se realiza el Control del Acelerador Electrónico basado en el seguidor de par, en el cual para posicionar la placa del acelerador en un porcentaje de apertura determinado se toma en cuenta la demanda de par del conductor y la velocidad angular del motor, la demanda de par del conductor es interpretada a partir de la posición del pedal del acelerador dada a una determinada velocidad angular del motor del vehículo.

Para realizar el control antes mencionado primero se tiene que lograr el correcto posicionamiento del acelerador, para esto en este trabajo se utiliza un control anticipativo para compensar las no linealidades en el acelerador y aproximadamente linealizar el sistema y un controlador PID está diseñado para el sistema linealizado para mayor robustez contra los errores del modelo, esto basado en las ideas presentadas en [10] y [11]. La posición de *Limp-home* es un parámetro importante para el rendimiento del controlador, esto se destaca por las desviaciones encontradas en los experimentos.

Posteriormente del correcto posicionamiento de la posición de la placa del acelerador se incorporan al sistema de control las tablas de búsqueda de la demanda de torque del conductor y el ángulo de la placa del acelerador tomando en cuenta la velocidad del motor.

5.1.1 Desarrollo del Modelo del Acelerador.

En esta sección se presenta el modelo de acelerador que se utiliza para diseñar el controlador. La Figura 5.1 muestra un bosquejo del sistema de aceleración.

Como se mencionó anteriormente, el sistema ETC utilizado en este trabajo es un Bosch DV, el cual es un modelo de acelerador ampliamente ocupado por fabricantes. El módulo consta de una placa del acelerador accionada por un motor de corriente continua controlado por inducido, un juego de engranes, dos resortes limitadores de ángulo que actúan para tener una posición por defecto (posición Limp-Home) y dos sensores de posición de ángulo redundantes, que son potenciómetros suministrados con 5 voltios-CC.

En la figura 5.1 se muestra una representación esquemática del sistema de control del acelerador electrónico.

El par motor se transfiere al eje de la placa del acelerador a través de una caja de engranajes. El resorte de retorno ejerce un par en la placa del acelerador que lo empuja hacia la posición de reposo.

El modelo es un motor de corriente continua lineal eléctrico estándar, aumentado con componentes de torque de fricción y del resorte. Modelando las contribuciones de torque separadas, las ecuaciones de movimiento para la placa del acelerador están dadas por:

$$\dot{\theta} = \omega \quad (2)$$

$$J\dot{\omega} = T_u - T_s - T_f - T_{fv} \quad (3)$$

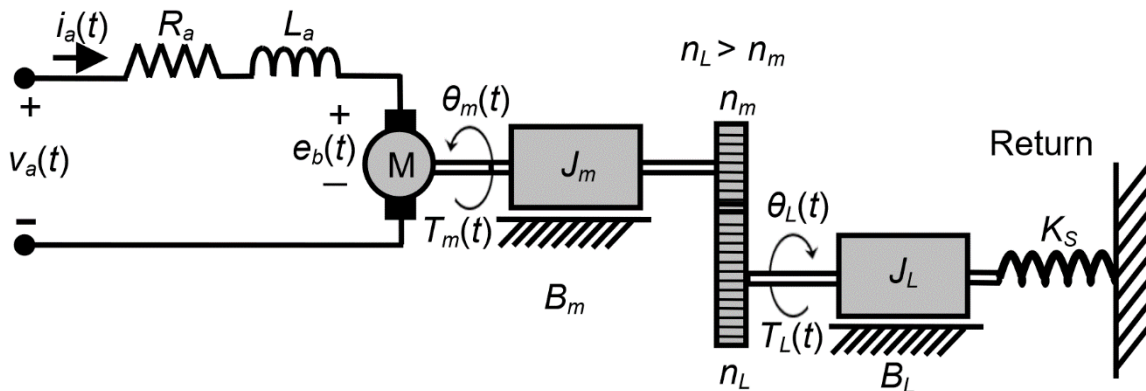


Figura 5.1 Sistema de control del acelerador electrónico [38].

Capítulo 5. Desarrollo del ETC y Plataforma HIL

El torque que actúa sobre la placa del acelerador tiene 4 componentes principales representados en la ecuación 3, el par motor del motor CC, T_u , el par de resorte, T_s , el par de fricción, T_f y el ocasionado por la fricción viscosa T_{fv} .

La relación de transmisión de los engranes del cuerpo de aceleración electrónico esta dada por:

$$N = \omega_m / \omega_L \quad (4)$$

Basados en la figura 5.1 el circuito de armadura del cuerpo de aceleración electrónico es descrito por:

$$L_a \frac{di_a(t)}{dt} + R_a i_a(t) + K_b \omega_m(t) = v_a(t) \quad (5)$$

Sustituyendo las relaciones $N = \omega_m / \omega_L$ y $\bar{K}_b = K_b N$

$$L_a \frac{di_a(t)}{dt} + R_a i_a(t) + \bar{K}_b \omega_L(t) = v_a(t) \quad (6)$$

La ecuación del balance de torque está dada por:

$$J_m \dot{\omega}_m(t) + B_m \omega_m(t) + \frac{T_L(t)}{N} = K_m i_a \quad (7)$$

El torque que actúa sobre la placa del acelerador está definido en la ecuación 8:

$$T_L(t) = J_L \dot{\omega}_L(t) + B_L \omega_L(t) + K_R \theta_L(t) + T_{PC} + T_f \operatorname{sgn} \omega_L \quad (8)$$

Sustituyendo $T_L(t)$ en 7:

$$J_{eq} \dot{\omega}_L(t) + B_{eq} \omega_L(t) + K_R \theta_L(t) + T_{PC} + T_f \operatorname{sgn} \omega_L = \bar{K}_m i_a \quad (9)$$

Donde:

$$J_{eq} = (N^2 J_m + J_L), B_{eq} = (N^2 B_m + B_L), \bar{K}_m = N K_m \quad (10)$$

$$N = \omega_m / \omega_L$$

El listado de los parámetros utilizados se enlista a continuación:

N : Relación de Transmisión del motor a la placa del cuerpo de aceleración, en este caso fue de 20.24.

J_{eq} : Momento de inercia equivalente.

ω_L : Velocidad angular de la placa del cuerpo de aceleración.

Capítulo 5. Desarrollo del ETC y Plataforma HIL

ω_m : Velocidad angular del motor de CC.

θ_L : Posición Angular de la placa del cuerpo de aceleración.

B_{eq} : Coeficiente de fricción viscosa equivalente.

K_m : Constante del torque de motor.

$\bar{K}_m = NK_m$: Constante de Torque Motor con carga.

K_R : Constante del resorte.

T_f : Torque de fricción estática.

T_{PC} : Torque de precarga del resorte.

K_b : Constante contraelectromotriz del motor CC.

\bar{K}_b : Constante contraelectromotriz del motor con relación a la transmisión.

i_a : Corriente de armadura.

L_a : Inductancia del circuito de armadura.

v_a : Voltaje del circuito de armadura.

R_a : Resistencia de armadura.

Basados en la literatura [11] tanto la fricción estática como la no linealidad causada por la posición de *Limp-home* pueden verse en la curva estática del proceso ilustrada en la figura 5.2. Esta curva puede estimarse realizando una rampa lenta en la señal de control mientras se mide la respuesta en la posición del acelerador. La influencia de la fricción se ve claramente por la diferencia en la respuesta ante la rampa hacia arriba y hacia abajo en la señal de control. La fricción estática se modela utilizando el modelo clásico de fricción de Coulomb, como hay dos resortes diferentes que actúan en sus respectivas regiones activas, la dirección de fricción depende de la dirección del movimiento. Por lo tanto, el par de fricción que actúa sobre el sistema está relacionado con la dirección del movimiento del acelerador [38] (es decir, el signo de la velocidad del movimiento de la placa del acelerador) como se muestra en la figura 5.2. Esta condición se incluye mediante el uso de la función signum y el par de fricción estático se modela utilizando la fricción de coulomb que se representa en la ecuación 11.

$$T_{F \text{ estatica}} = T_f \operatorname{sgn} \omega_L \quad (11)$$

La falta de linealidad proviene del o los resortes que tiran de la placa del acelerador hacia la posición de *Limp-home*. El torque del resorte es lineal por partes, pero la constante del resorte difiere dependiendo de si la placa del acelerador está dentro o fuera de la posición *Limp-home*. En [11] se encontró que la pendiente de la curva $u(\theta)$ es casi plana por encima y por debajo de la región de origen *Limp-home*, con una transición muy pronunciada entre ellas: “Hay aproximadamente un 30% de aumento en la señal de control desde el acelerador completamente cerrado hasta el completamente abierto, donde aproximadamente el 20% se encuentra en una región estrecha de $0.5\text{-}2^\circ$ alrededor de la posición de inicio” [11], esto se muestra en la figura 5.2 .

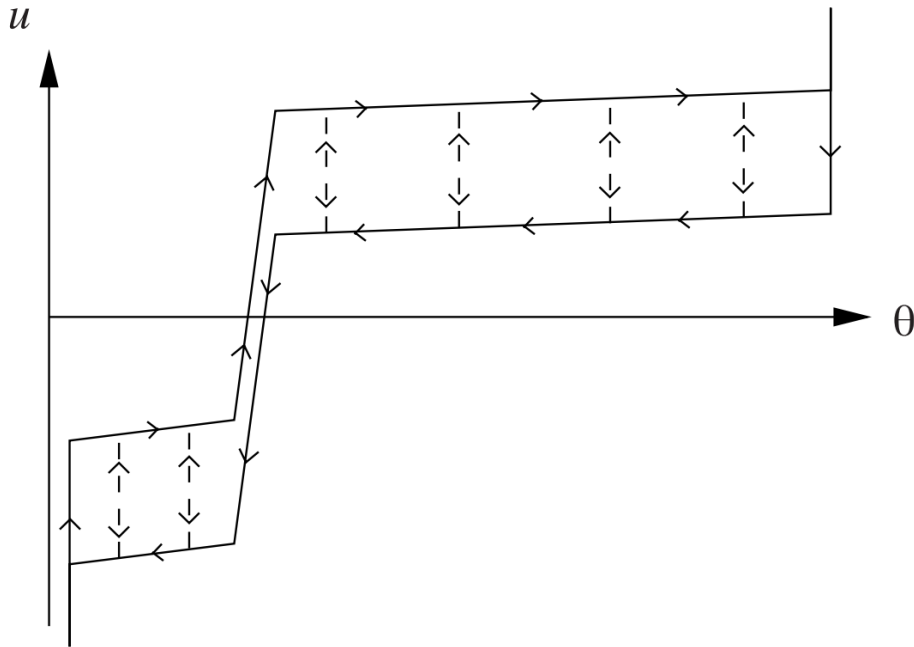


Figura 5.2 Curva estática [11].

Por lo tanto, el par de resorte se describe como la función lineal por partes en la ecuación 12 y se ilustra en la Figura 5.3.

$$T_s(\theta) = \begin{cases} T_{PC}^+ + K_R^+(\theta - \theta_{LH}^+) & \theta > \theta_{LH}^+ \\ T_{PC}^+(\theta - \theta_{LH}^+)/(\theta_{LH}^+ - \theta_{LH}^-) & \theta_{LH}^- < \theta \leq \theta_{LH}^+ \\ T_{PC}^-(\theta_{LH}^- - \theta)/(\theta_{LH}^- - \theta_{LH}^+) & \theta_{LH}^- < \theta \leq \theta_{LH}^- \\ T_{PC}^- - K_R^-(\theta - \theta_{LH}^-) & \theta \leq \theta_{LH}^- \end{cases} \quad (12)$$

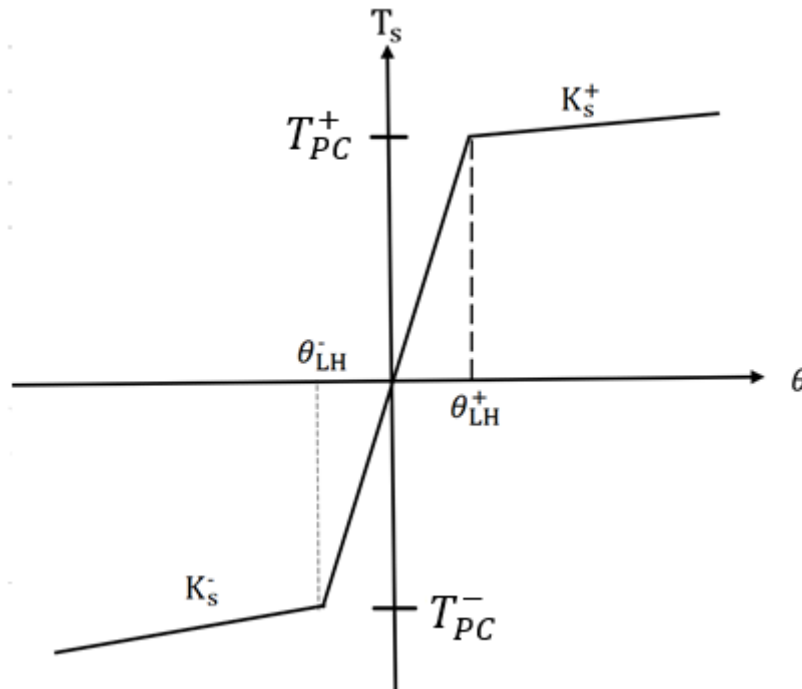


Figura 5.3 Par del resorte [11].

5.1.2 Estimación de Parámetros del Acelerador.

Para la obtención de parámetros descritos en la sección anterior se procedió a obtener algunos de mediciones y otros de forma experimental basados en la metodología descrita en [38] y por último el coeficiente de fricción viscosa se asumió tomando en cuenta consideraciones hechas en los artículos [38] y [39] en los que se estudia el rango de valores en los que este se encuentra.

La Resistencia de armadura R_a y el valor de la Inductancia L_a fueron medidos directamente del motor de corriente continua del cuerpo de aceleración, los cuales tienen un valor de 1.5 ohms y 0.5 mH respectivamente. La lectura de estos parámetros se muestra en el Apéndice A.

La constante de la fuerza contraelectromotriz fue obtenida experimentalmente, tomando en cuenta que cuando un motor de corriente continua gira con una velocidad angular ω_m se genera un voltaje de fem de retorno e_b [38]. El voltaje de la fem se rige por:

$$e_b = K_b \omega_m(t) = \overline{K_b} \omega_L(t) \quad (13)$$

En cambio, si un motor de CC se acciona mecánicamente con un circuito de armadura abierta, el voltaje medido en el terminal del motor es simplemente el voltaje inducido por la fem de retorno, teniendo en cuenta este concepto la placa del acelerador se colocó manualmente en la posición totalmente abierta y se soltó. El resorte de retorno volvió rápidamente a su posición inicial (aprox. 5,5 grados). La figura 5.4 muestra el voltaje de la fem posterior y el ángulo de la placa del acelerador medido con la tarjeta de adquisición de datos a través del CompactRio y la velocidad de la placa del acelerador calculada por :

$$\omega_L(t) = \frac{d\theta_L(t)}{dt} \quad (14)$$

Donde $\theta_L(t)$ es la posición angular de la placa (rad).

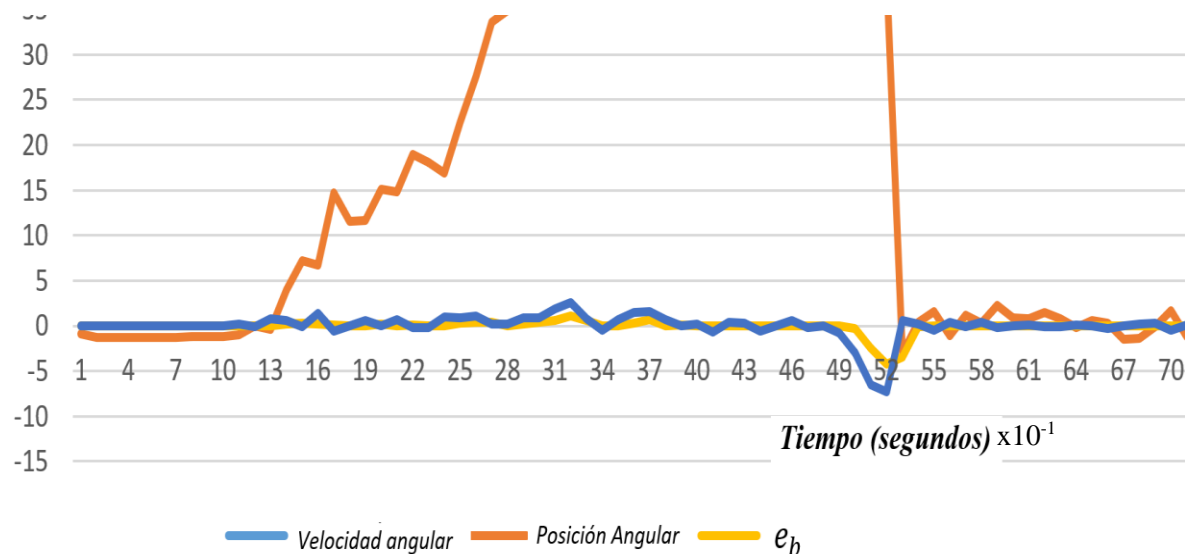


Figura 5.4 voltaje de la fem posterior y el ángulo de la placa del acelerador.

La constante de la fuerza contraelectromotriz con carga $\overline{K_b}$ fue calculada en el tiempo $t= 5.2$ segundos cuando la velocidad angular ω_L fue más estable, a partir de esta se puede obtener la constante K_b . En cuanto la constante de Torque del motor $\overline{K_m} = 0.52$ Nm/A se tiene que es igual a $\overline{K_b}$.

$$\overline{K_b} = \frac{e_b(5.2)}{\omega_L(5.2)} = \frac{3.86}{7.2} = .52 \frac{V-seg}{rad} \quad (15)$$

$$K_b = \frac{\bar{K}_b}{N} = \frac{.52}{20} = .026 \frac{V-seg}{rad} \quad (16)$$

Para los valores no lineales tanto de Torque de fricción $T_f \operatorname{sgn} \omega_L$ como el Torque generado por el resorte de retorno de posición de *Limp-home* y su constante $T_{PC} + K_R \theta_L(t)$ se procedió a estimar realizando una rampa lenta en la señal de control mientras se medía la respuesta en la posición del acelerador. Esto es debido a que cuando la placa del acelerador se mueve lentamente $\omega_L = \dot{\omega}_L \approx 0$ [38] y la ecuación de balance de torque está dada por:

$$T_{L(t)} = K_R \theta_L(t) + T_{PC} + T_f \operatorname{sgn} \omega_L = \bar{K}_m i_a \quad (17)$$

La respuesta ante la rampa fue capturada por medio del módulo de entradas analógicas de CompactRio, los parámetros capturados en esta respuesta fueron la posición angular de la placa del acelerador y la corriente del inducido, esta última fue leída por medio de una salida analógica del puente H la cual entrega aproximadamente 0.145 volts por cada amperio de corriente de salida, la configuración de las salidas y entradas del puente H se muestran en el apéndice B. A partir de esta lectura se pudo calcular el Torque sustituyendo el valor de la corriente de armadura en la ecuación 17.

Las lecturas para calcular la constante el valor del torque de precarga del resorte T_{PC}^+ y la constante de este, K_S^+ se muestran a continuación, la posición inicial aquí es la posición de precarga por defecto la cual es 15.5° , aquí la señal de entrada es introducida a partir de una señal de control que esta normalizada del 0 al 100% al igual que la posición angular.

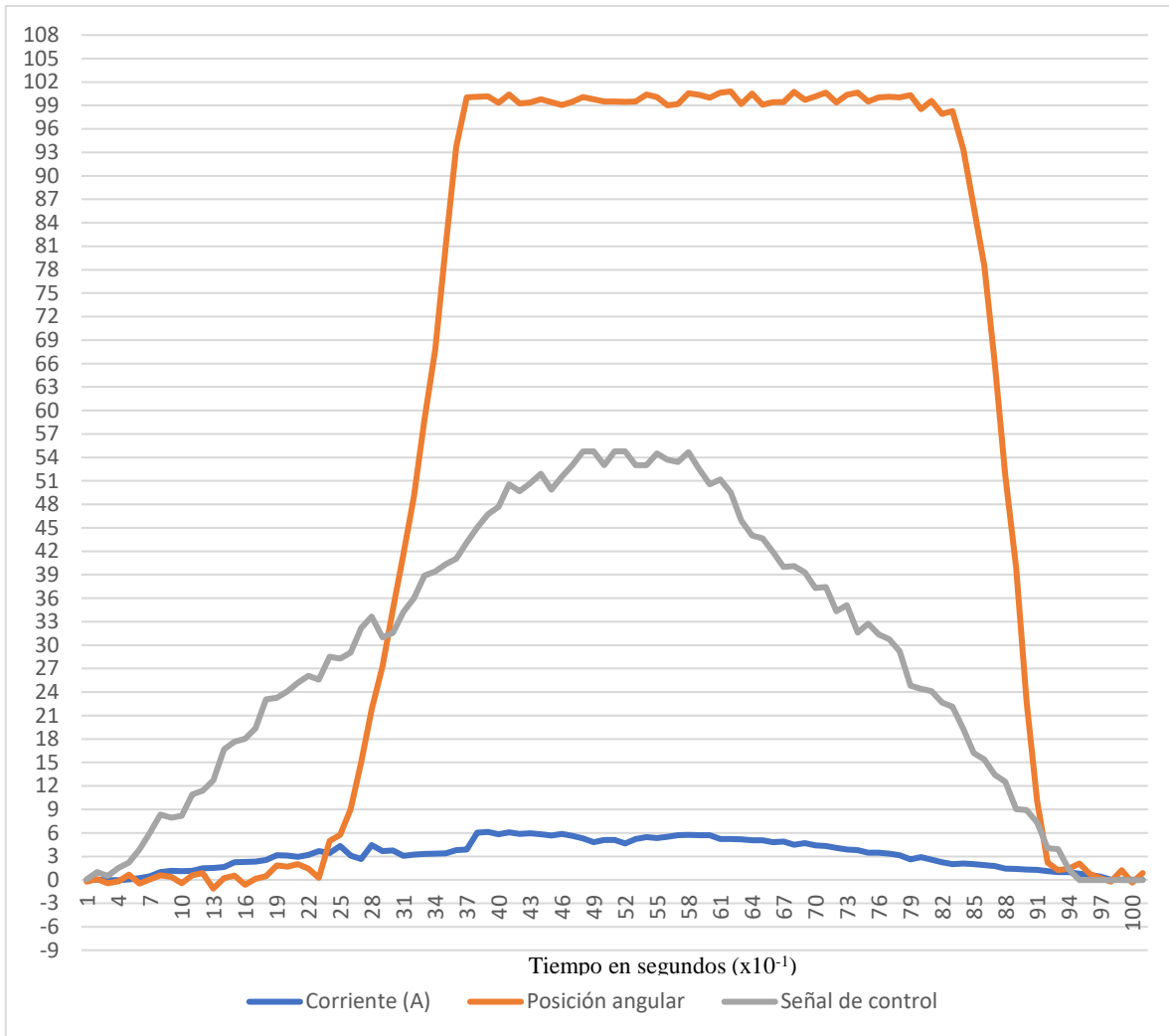


Figura 5.5 Valor de la corriente durante apertura y cierre de la placa del acelerador.

En la figura 5.5 se muestra claramente que se necesitaba una corriente mayor para mover la placa del acelerador hacia la apertura que hacia el cierre. Esto se debió a que el par desarrollado por el motor tuvo que superar el par producido por el resorte de retorno y el par de fricción. Con el valor de corriente obtenido se obtuvo el valor del Torque producido tanto para el movimiento de apertura de la placa del acelerador como el de cierre, el cual se muestra en la figura 5.6.

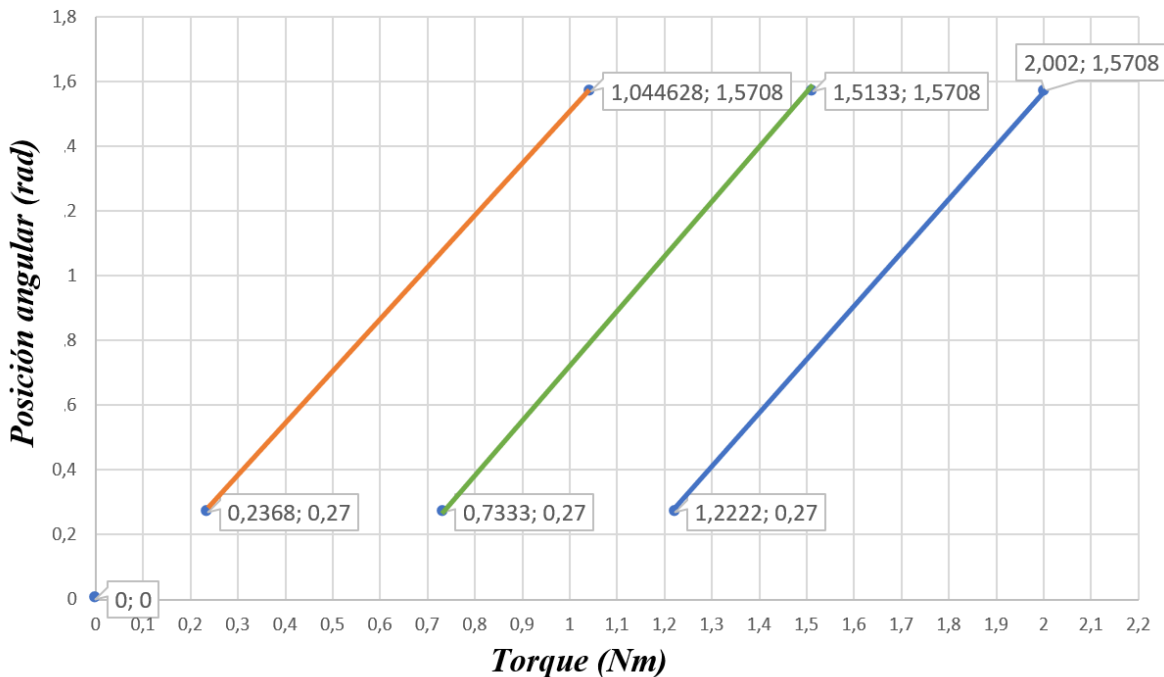


Figura 5.6 Torque generador por la apertura y cierre de la placa del acelerador.

En la figura 5.6 está representado el Torque producido por el motor de corriente continua durante el movimiento de apertura y cierre de la placa del cuerpo de aceleración, la línea azul derecha representa la carga del resorte más el par de fricción durante el movimiento de apertura, la línea verde de en medio representa el par de carga del resorte $K_R \theta_L(t) + T_{PC}$ y finalmente, la línea naranja izquierda representa la carga del resorte menos el par de fricción durante el movimiento de cierre de la placa del acelerador. A partir de los datos en la figura 5.6 se pueden obtener los siguientes datos:

- El par inicial del resorte que se tiene que vencer para lograr la apertura de la placa del acelerador es el mínimo de la línea verde, $T_{PC}=0.7333$ Nm.
- La constante del resorte se obtiene directamente de la línea verde calculando su pendiente, $K_R = \frac{\Delta T_C}{\Delta \theta} = .59$ Nm/rad.
- El par de fricción se calcula a partir de los datos obtenidos, $T_f=0.4886$ Nm.

Si bien en algunos trabajos como [10] se ha reportado que la constante del resorte difiere por arriba y debajo de la posición *Limp-home*, en este trabajo se encontró que esta constante sigue siendo la misma en el movimiento de apertura y cierre de la placa del cuerpo de aceleración electrónico, por lo menos en el

modelo de cuerpo de aceleración electrónico usado en esta ocasión. También se encontró que el movimiento de apertura y cierre solo varía con relación a la constante del Resorte a partir de la posición Limp-home, quedando la ecuación que describe el torque del resorte solo de la siguiente forma:

$$T_S(\theta) = \{T_{PC} + K_R(\theta - \theta_{LH}) \quad \theta > \theta_{LH} \quad (18)$$

Este Torque actúa tanto en sentido de apertura como cierre de placa del cuerpo de aceleración. Los valores del coeficiente de fricción viscosa B_{eq} y del momento de inercia equivalente J_{eq} , fueron tomados del trabajo presentado en [39], en el que se obtienen los parámetros de un cuerpo de aceleración Bosch similar al usado es en este trabajo, los valores son $B_{eq} = .0088 \text{ Nm-s/rad}$ y $J_{eq} = 2.1 \times 10^{-3} \text{ Kgm}^2$.

5.1.3 Diseño del control para el ETC

El acelerador electrónico puede ser tratado como un servomecanismo, en [9] se analizan métodos para compensar la fricción como efecto no lineal en un servomecanismo, entre los métodos analizados se encuentra el control *feedforward*, este es un método de control que mediante un lazo directo se le usa para la eliminación de perturbaciones. La idea básica es estimar la amplitud de las perturbaciones para anticipar el efecto de estas en la variable de proceso y poder introducir acciones de control apropiadas para la compensación. La ventaja de esta frente a la técnica de retroalimentación es que las acciones correctivas actúan antes de que las perturbaciones hayan afectado la variable de proceso.

La importancia del control feedforward es muy notoria en el control no lineal, ya que esta técnica se utiliza para cancelar los efectos de las perturbaciones y anticipar las acciones, especialmente en las tareas de seguimiento. En un control de seguimiento se puede encontrar que se requiere la acción *feedforward* para dar la fuerza necesaria para el movimiento [9].

$$U = \textit{feedforward} + \textit{retroalimentaci\o n}. \quad (19)$$

La parte del feedforward provee la entrada necesaria para seguir la trayectoria y cancelar los efectos de las perturbaciones conocidas. La parte de la retroalimentación se utiliza para estabilizar la dinámica del sistema.

Siguiendo las ideas antes mencionadas y la presentada en [11], se desarrolla un control de posición del acelerador electrónico para compensar las no linealidades ocasionadas por la posición de Limp-home y la fricción, y a esto se le añade la señal de control de un PID para estabilizar la dinámica del sistema, y este es diseñado a partir de la parte lineal que compone al sistema de aceleración electrónica que corresponde al motor de corriente continua.

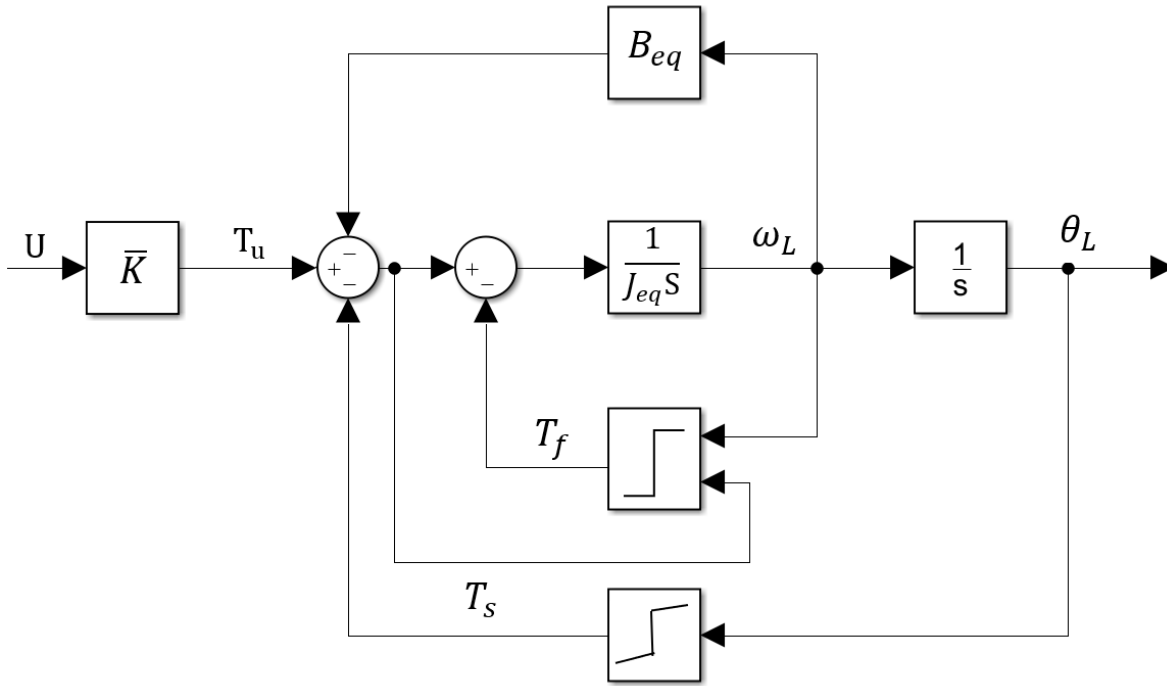


Figura 5.7 Modelo del acelerador electrónico [11].

En la figura 5.7 se muestra un diagrama de bloques donde se observa el modelo del acelerador electrónico simplificado. El modelo captura la dinámica del acelerador más importante y es la base para el controlador. La idea principal es escoger la señal de control como:

$$U = \frac{T_s(\theta)}{\bar{K}} + \frac{T_{F\ estatica}}{\bar{K}} + \tilde{U} \quad (20)$$

Donde \tilde{U} es la salida del controlador PID y \bar{K} la relación entre el porcentaje de la señal de control y el par producido por el motor para compensar los efectos no lineales de fricción y de posición Limp-Home.

El controlador proporcional-integral-derivativo (PID) es un sistema de control de circuito cerrado que corrige el error entre un punto de ajuste deseado y una variable de proceso medida. El controlador PID calcula y corrige las

discrepancias en el proceso. La figura 5.8 muestra el diagrama de bloques del controlador PID.

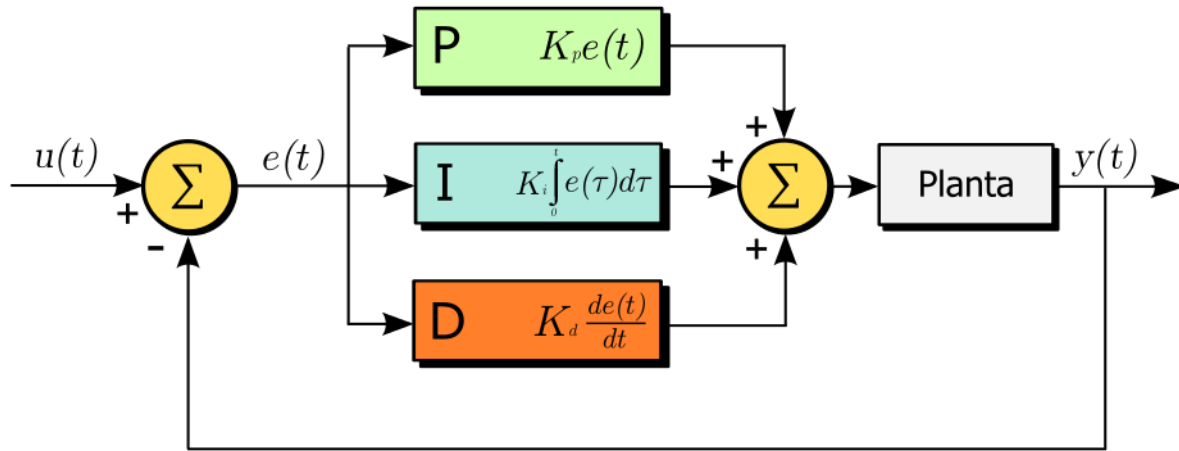


Figura 5.8 Diagrama de Bloque de controlador PID.

El algoritmo del controlador PID contiene tres parámetros separados de la siguiente manera:

- El valor proporcional determina las reacciones al error actual (K_p , constante proporcional).
- El valor integral determina la reacción en función de la suma de los errores recientes (K_i , constante integral).
- El valor derivativo determina la reacción a la tasa cambiante de errores (K_d , constante derivativa).

Para contrarrestar la acción del par de precarga del resorte de retorno a la posición Limp-home del acelerador la ecuación 18 que se definió en la sección 5.1.2 se usaría directamente, la ganancia de compensación se proporciona en función de los diferentes ángulos de aceleración de referencia dados, quedando de la siguiente forma:

$$U_{LH} = \frac{T_s(\theta)}{\bar{K}} \quad (21)$$

En cuanto al compensador de fricción, la placa del acelerador crea un par de fricción estática que se opone a la dirección de movimiento de la válvula de mariposa al abrir o cerrar. A diferencia de la fricción viscosa, que es una función lineal, la fricción estática debe ser compensada, ya que tiene una relación no lineal debido al cambio en la dirección de la placa acelerador. La compensación

de fricción estática en el sistema de control se basa en la ecuación 11 del modelo de fricción. Por lo tanto, la dirección de la válvula del acelerador se utiliza para estimar el voltaje de compensación de fricción. La señal de control correspondiente se alimenta al sistema de control que proporcionará una compensación para los efectos de la fricción en el sistema [10].

$$U_F = \frac{T_{F\text{ estatica}}}{\bar{K}} \quad (22)$$

Siguiendo la idea de agregar un controlador PID para estabilizar la dinámica del sistema, este se diseña basándose en el modelo del motor de corriente continua que forma parte del cuerpo de aceleración electrónico. A partir de las ecuaciones del motor de corriente continua de la sección 5.1.1 y omitiendo el par de carga se tiene:

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a(t) + \bar{K}_b \dot{\theta}_L = v_a \quad (23)$$

$$J_{eq} \ddot{\theta}_L + B_{eq} \dot{\theta}_L = \bar{K}_m i_a \quad (24)$$

Aplicando la transformada de Laplace, las ecuaciones de modelado 23 y 24 se pueden expresar en términos de la variable de Laplace s .

$$(L_a s + R_a) i_a(s) + \bar{K}_b s \theta_L(s) = v_a(s) \quad (25)$$

$$s(J_{eq} s + B_{eq}) \theta_L(s) = \bar{K}_m i_a(s) \quad (26)$$

De las ecuaciones 25 y 26 se obtiene las funciones de Transferencia del sistema de la velocidad y posición angular:

$$\frac{\omega_L(s)}{v_a(s)} = \frac{\bar{K}_b}{[(J_{eq} s + B_{eq})(L_a s + R_a) + \bar{K}_m \bar{K}_b]} \quad \left[\frac{rad/seg}{V} \right] \quad (27)$$

$$\frac{\theta_L(s)}{v_a(s)} = \frac{\bar{K}_b}{s[(J_{eq} s + B_{eq})(L_a s + R_a) + \bar{K}_m \bar{K}_b]} \quad \left[\frac{rad}{V} \right] \quad (28)$$

La posición angular del motor de corriente directa del cuerpo de aceleración electrónico es medida a través de los sensores *TPS* del cuerpo de aceleración, los cuales están dados en porcentaje al igual que la señal de PWM que entra al puente H, por lo tanto, el voltaje de entrada al motor y la posición de salida están dados como sigue:

$$v_a(s) = K_H U(s) \quad \theta_L(s) = K_{TPS} Y(s) \quad (29)$$

Las constantes K_H es la relación entre el voltaje de la batería y la señal de control PWM, la constante K_{TPS} es la relación entre la posición angular de la placa del cuerpo de aceleración y la señal de realimentación $Y(s)$ proveniente del sensor TPS, ambas varían su valor de 0 a 100. Por lo tanto, el valor de las constantes es:

$$K_H = \frac{\text{Voltaje de Batería}}{100} = 0.12 \quad K_{TPS} = \frac{\theta_L \text{ maxima}}{100} = 0.0157 \quad (30)$$

Estas relaciones son tomadas en cuenta para el diseño de control, ya que en el algoritmo de control en LabVIEW el valor de la señal de referencia y de realimentación están dadas en el rango de 0 a 100, al sustituir el valor de estas en la función de transferencia del modelo se obtiene:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\bar{K}_b K_H}{s[(J_{eq}s + B_{eq})(R_a) + \bar{K}_m \bar{K}_b] K_{TPS}} \quad (31)$$

Debido a la construcción de los motores de corriente directa, el valor de la inductancia es mucho menor que la resistencia, entonces el termino L_a/R_a se puede despreciar y el modelo a partir de la función de transferencia de la velocidad se puede simplificar a:

$$\frac{\omega_L(s)}{U(s)} = \frac{\bar{K}_b K_H}{[(J_{eq}s + B_{eq})(R_a) + \bar{K}_m \bar{K}_b] K_{TPS}} = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (32)$$

La función de transferencia de la posición angular a partir de la forma simplificada de la de velocidad angular es:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{s(\tau s + 1)} \quad (33)$$

Donde:

$$K = \frac{\bar{K}_b K_H}{K_{TPS}(R_a B_{eq} + \bar{K}_m \bar{K}_b)} \quad \tau = \frac{R_a J_{eq}}{R_a B_{eq} + \bar{K}_m \bar{K}_b} \quad (34)$$

A partir de este modelo de orden reducido se realiza el análisis del sistema en lazo cerrado para calcular las ganancias del controlador. La función de Transferencia para un controlador PID tiene la siguiente forma:

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s} \quad (35)$$

La función de Transferencia del sistema en lazo cerrado este dado por:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{C(s)H(s)}{C(s)H(s)+1} \quad (36)$$

Donde $C(s)$ es la función de Transferencia del controlador y $H(s)$ la función de Transferencia del motor. Al introducir la función de transferencia del controlador y el motor la función de transferencia queda de la siguiente forma:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{KK_d s^2 + K_p s + K_i}{\tau s^3 + (KK_d + 1)s^2 + KK_p s + KK_i} \quad (37)$$

El polinomio característico del sistema es:

$$\tau s^3 + (KK_d + 1)s^2 + KK_p s + KK_i \quad (38)$$

La ganancia integral aumenta el orden del sistema, debido a que este tiene ya tiene incorporado un integrador (velocidad a posición), si se prescinde de la ganancia integral se reduce el orden del sistema y el polinomio característico es ahora:

$$s^2 + \tau^{-1}(KK_d + 1)s + \tau^{-1}KK_p s \quad (39)$$

Este polinomio es de segundo orden y tiene la forma:

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n \quad (40)$$

Comparando ambos polinomios se obtiene las ganancias del sistema

$$K_d = \frac{2\zeta\omega_n\tau-1}{K} \quad K_p = \frac{\tau\omega_n^2}{K} \quad (41)$$

La respuesta de un sistema de segundo orden está dada en función de ζ (factor de amortiguamiento) y ω_n (frecuencia natural), los cuales están definidos como:

$$\zeta = \frac{|\ln P_{os}|}{\sqrt{\pi^2 + (\ln P_{os})^2}} \quad \omega_n = \frac{4}{\zeta T_s} \quad (42)$$

El parámetro P_{os} es el máximo sobretiro en porcentaje y T_s es el tiempo de asentamiento deseado. Con los parámetros de tiempo de asentamiento de 0.15 segundos y un sobretiro del 1% se obtuvieron los siguientes valores de ganancias: $K_p = 1.504$ y $K_d = 0.0503$.

Capítulo 5. Desarrollo del ETC y Plataforma HIL

Con los anteriores valores de las ganancias del controlador se evaluó la respuesta del sistema en lazo cerrado en Matlab, la respuesta del sistema en lazo cerrado ante una entrada de escalón unitario se muestra en la siguiente figura:

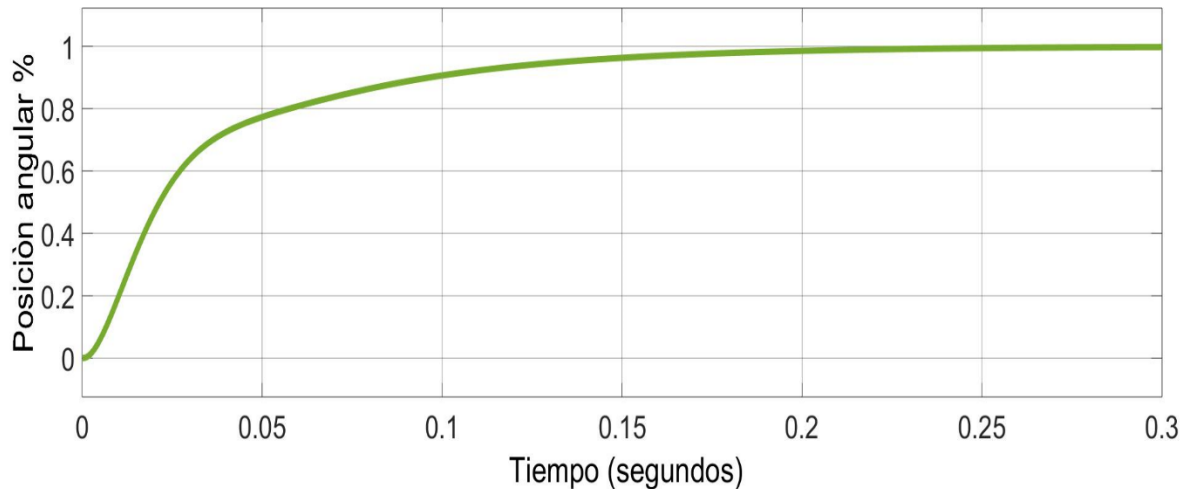


Figura 5.9 Respuesta del motor CC en lazo cerrado con control PD.

En la figura 5.9 se observa que el sistema tarda 0.23 segundos en establecerse al valor de referencia, esto es mayor al tiempo que se fijó previamente, por lo tanto, se afinan las ganancias en Matlab reduciendo el valor de la ganancia derivativa y aumentando el valor de la ganancia proporcional con el fin de aumentar la velocidad de respuesta del sistema. En las figuras 5.10 y 5.11 se puede ver la respuesta del sistema ante diferentes valores cercanos a los valores iniciales de las constantes del controlador.

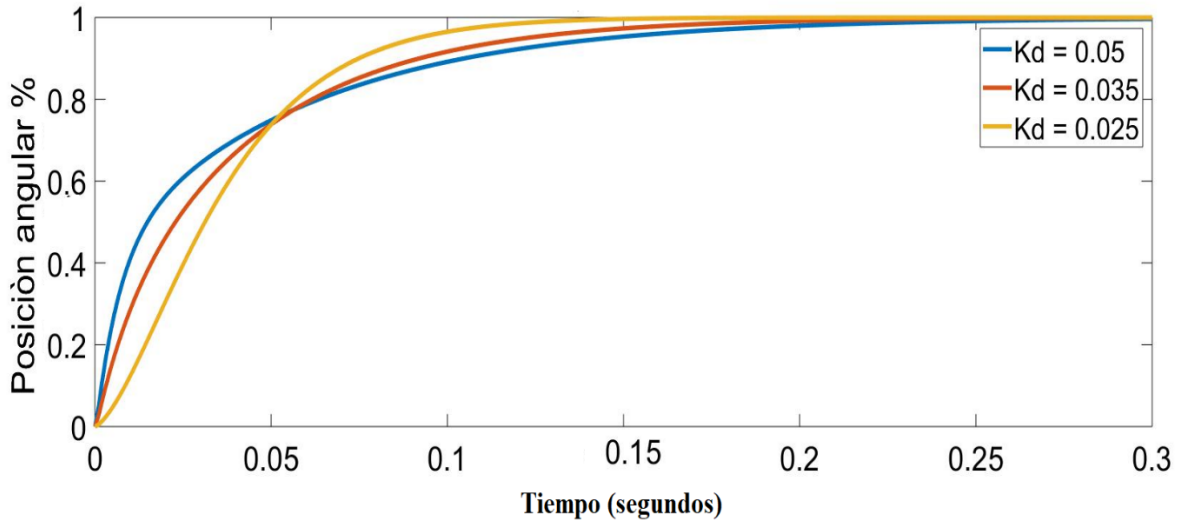


Figura 5.10 Respuesta a una entrada de referencia con diferentes valores de K_d y $K_p=1.504$.

En la figura 5.10 se observa que un valor mayor de la ganancia derivativa restringe en cierta medida la respuesta del sistema, es por esto que se reduce el valor de esta para lograr una respuesta mas rápida, escogiendo 0.025 como el valor final de la ganancia K_d .

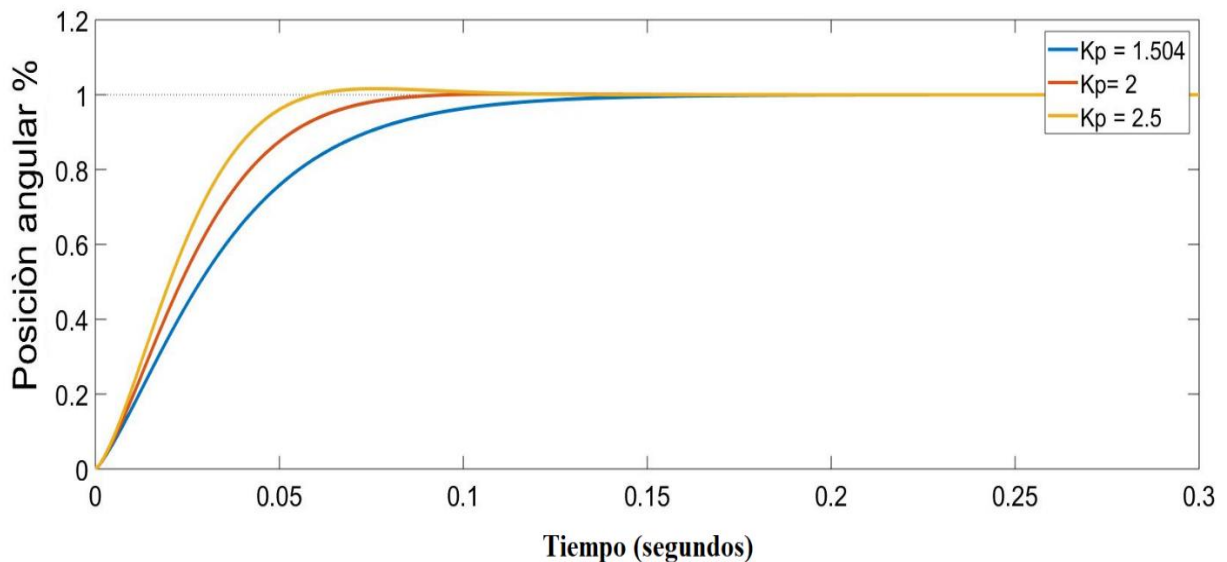


Figura 5.11 Respuesta escalón con $K_d=0.025$ y diferentes valores de K_p

Con el valor de la ganancia derivativa fija se varió el valor de la ganancia proporcional en incrementos de 0.5, esto con el fin de aumentar la velocidad con la que el sistema alcanza el valor de referencia, en la figura 5.11 se observa

que para un valor de la ganancia proporcional de 2.5 existe un sobrepaso en la respuesta del sistema y con un valor de la ganancia de 2 se alcanza el tiempo de establecimiento fijado.

Finalmente, las ganancias escogidas para la implementación en el controlador fueron $K_p = 2$ y $K_d = 0.025$.

Siguiendo el método basado en el par una vez que se logra el correcto posicionamiento de la placa del acelerador ante una posición deseada, el sistema utiliza dos mapas o tablas de búsqueda que se obtienen mediante la calibración, el mapa del par demandado por el conductor y el mapa del posicionamiento del ángulo de la placa del acelerador, esto para generar una determinada apertura de la placa del acelerador a una cierta posición del pedal del acelerador dada por el conductor a una determinada velocidad del motor de combustión interna. Para incorporar las tablas de búsqueda al sistema de control se utiliza el método de interpolación bilineal, esto con el fin de no ingresar demasiados datos y poder utilizar una tabla de búsqueda comercial que ha sido incorporada en un vehículo.

5.2 Interpolación

En el subcampo matemático del análisis numérico, se denomina interpolación a la obtención de nuevos puntos partiendo del conocimiento de un conjunto discreto de puntos.

5.2.1 Interpolación lineal.

La interpolación lineal encuentra el valor de una función $\mathbb{R}^1 \Rightarrow \mathbb{R}^1$ al considerar dos puntos y un modelo lineal como se observa en la figura 5.12. Si se conocen los valores de $f(x_1)$ y $f(x_2)$, para obtener un tercer punto interpolado $f(\acute{x})$ tal que $x_1 < \acute{x} < x_2$ [40], se puede calcular con la ecuación 43:

$$f(\acute{x}) = \frac{x_2 - \acute{x}}{x_2 - x_1} f(x_1) + \frac{\acute{x} - x_1}{x_2 - x_1} f(x_2) \quad (43)$$

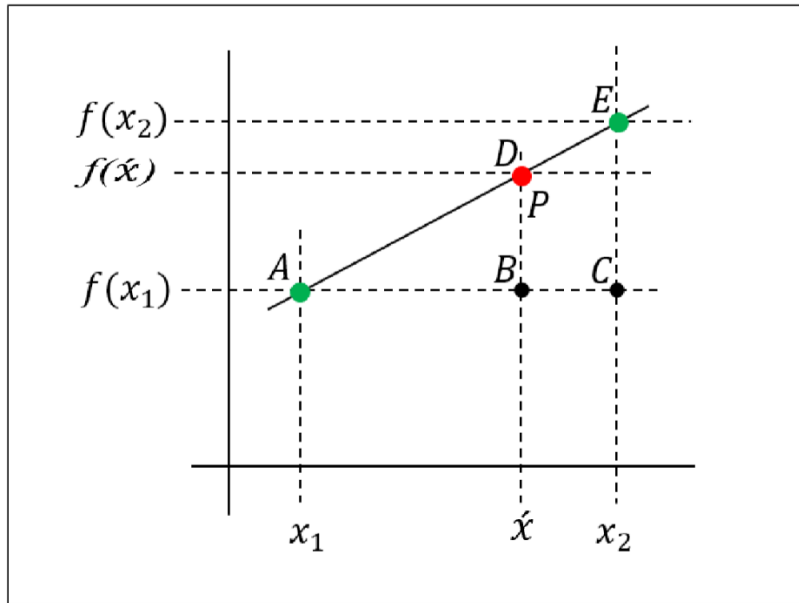


Figura 5.12 Interpolación lineal. Los puntos verdes muestran los valores conocidos y el punto rojo representa el punto a interpolar [40].

5.2.2 Interpolación bilineal.

La interpolación bilineal, es una extensión de la interpolación lineal para interpolar funciones de dos variables en una malla regular de dos dimensiones. Se realiza la interpolación lineal en una dirección y después en la otra [40].

Para encontrar el valor para la función f en el punto $P = (\acute{x}, \acute{y})$, si se conoce el valor de f en los cuatro puntos $Q_{11}: (x_1, y_1)$, $Q_{12}: (x_1, y_2)$, $Q_{21}: (x_2, y_1)$, y $Q_{22}: (x_2, y_2)$. Primero se hace una interpolación lineal en la dirección de x :

$$f(R_1) = \frac{x_2 - \acute{x}}{x_2 - x_1} f(Q_{11}) + \frac{\acute{x} - x_1}{x_2 - x_1} f(Q_{21}) \quad (44)$$

donde $R_1 = (\acute{x}, y_1)$

$$f(R_2) = \frac{x_2 - \acute{x}}{x_2 - x_1} f(Q_{12}) + \frac{\acute{x} - x_1}{x_2 - x_1} f(Q_{22}) \quad (45)$$

donde $R_2 = (\acute{x}, y_2)$

Después se hace una interpolación en la dirección de y

$$f(P) = \frac{y_2 - \hat{y}}{y_2 - y_1} f(R_1) + \frac{\hat{y} - y_1}{y_2 - y_1} f(R_2) \quad (46)$$

Esto proporciona una estimación de $f(\hat{x}, \hat{y})$. Los mismos resultados se obtienen si la interpolación se hace primero en la dirección x y después en la dirección y , en la figura 5.13 se muestra un ejemplo de interpolación bilineal.

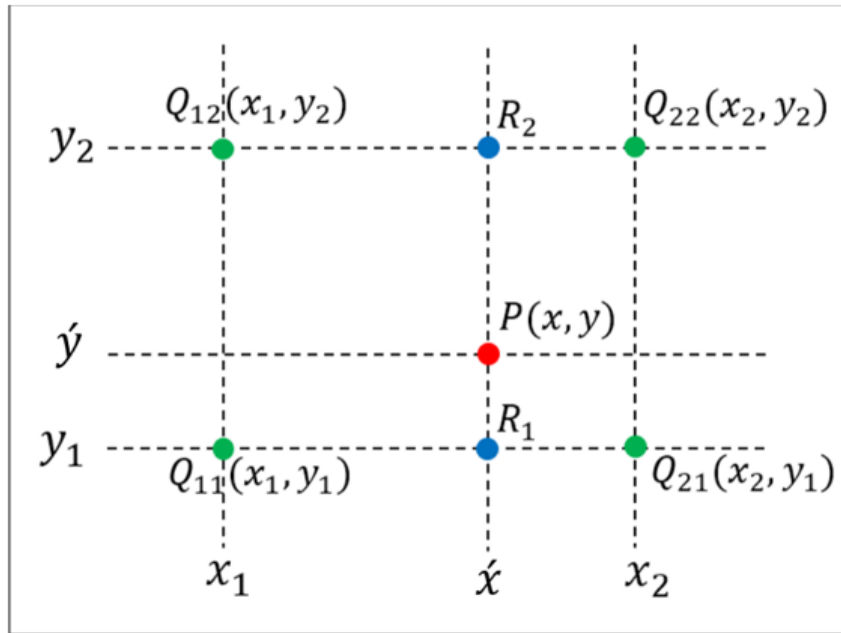


Figura 5.13 Interpolación bilineal. Los puntos verdes muestran los datos conocidos y el punto rojo representa el punto a interpolar [40].

5.3 Modelo del vehículo

Para realizar la prueba HIL se utiliza el modelo de ejemplo de Simscape “Vehículo con tracción en las cuatro ruedas” debido a que este modelo proporciona la velocidad del vehículo y la velocidad del motor, este último parámetro se emplea en el método para la estimación del ángulo de la placa del cuerpo de aceleración basado en el par para realizar la simulación y validar el método de control del posicionamiento del cuerpo del acelerador. El modelo representa la dinámica longitudinal de un vehículo de 2 ejes, toma en cuenta: el sistema de tracción del vehículo y las fuerzas externas ejercidas sobre el vehículo. En la figura 5.14 se muestra el modelo utilizado en la simulación, el rectángulo azul comprende las fuerzas ejercidas sobre el vehículo que se oponen al movimiento, mientras que el rectángulo rojo incluye el sistema de tracción del vehículo. El sistema de tracción del vehículo consiste en: el motor, el

convertidor de par, la caja de cambios, impulsor final y las ruedas. Mientras que las fuerzas ejercidas sobre el vehículo que se incluyen son: Resistencia aerodinámica, resistencia a la rodadura y resistencia a la pendiente.

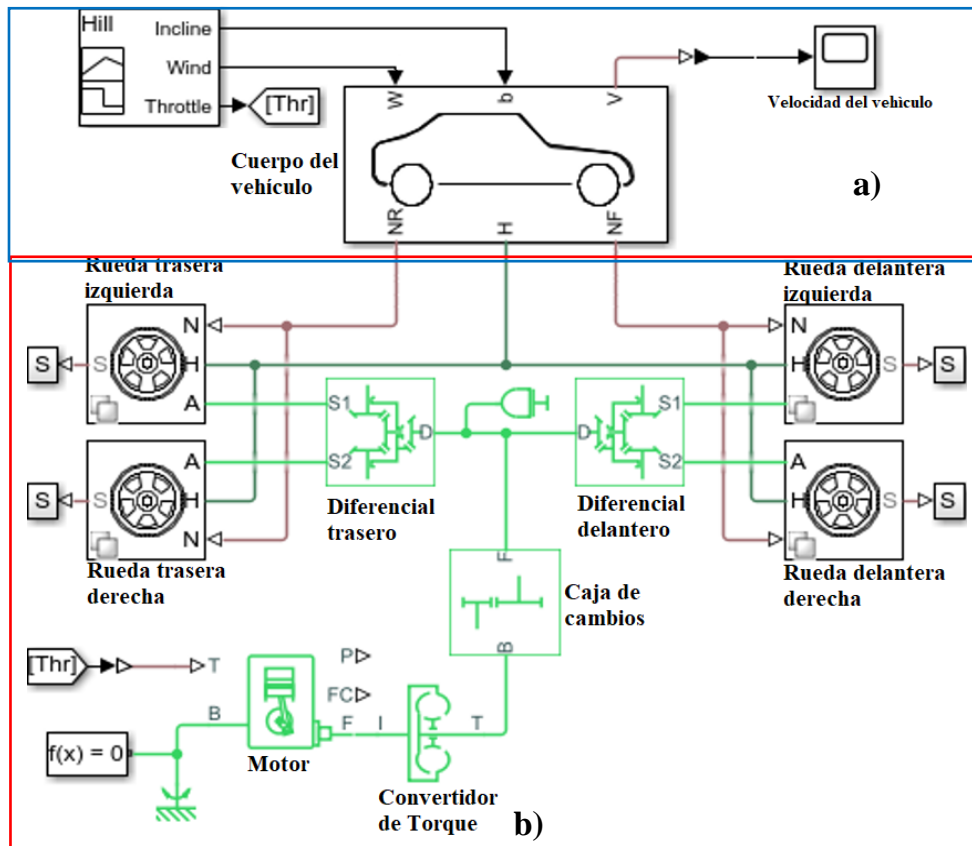


Figura 5.14 Modelo de la dinámica del vehículo a) Cuerpo del vehículo y fuerzas que se oponen al movimiento, b) Sistema de tracción del vehículo.

5.3.1 Sistema de tracción del vehículo

La figura 5.15 muestra el sistema de tracción del vehículo que incluye la transmisión del par y la velocidad del motor a las ruedas. El par que es producido por el motor se transmite al convertidor de par, quien lo transmite a la caja de cambios, para finalmente transferirlo a las ruedas. Estos elementos son los mismos que se toman en cuenta en el modelo utilizado de Simscape (figura 5.14.b) donde se observa el bloque del motor de combustión interna, el motor está parametrizado por una tabla de velocidad-torque. La entrada de señal física del acelerador (T) especifica la potencia normalizada del motor de 0 a 1 (figura 5.14.b). El método para interpolar la función velocidad-torque es lineal. El parámetro F representa el cigüeñal del motor que transmite la rotación al convertidor de torque [41]. El convertidor de torque actúa como embrague

(transmitir o interrumpir la transmisión de una energía mecánica a su acción final de manera voluntaria) entre el motor y la caja de cambios, el convertidor de torque transmite el par motor cuando el conductor acelera [42]. El bloque convertidor de par consta de: el impulsor (I) y la turbina (T) como se observa en la figura 5.14.b. El impulsor está conectado al cigüeñal del motor que transmite la potencia a la turbina. A su vez, la turbina está conectada al eje de salida del convertidor que está acoplado al eje de entrada de la caja de engranajes. La caja de engranajes permite transmitir el par a las ruedas, el bloque de la caja de engranaje (en la figura 5.14.b) tiene una relación de transmisión entre el seguidor (F) y la base (B) de 2:1 [41]. Finalmente, el par de salida de la caja de engranajes es transmitido a las ruedas después de pasar por la transmisión final como se observa en la figura 5.15.

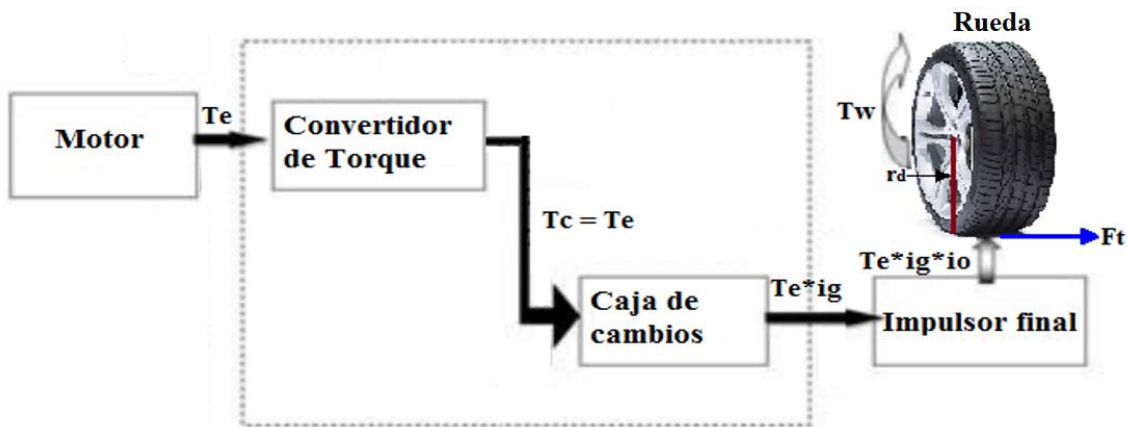


Figura 5.15 Sistema de tracción del vehículo.

El par transmitido a la rueda del vehículo puede ser calculado en función del par del motor, tomando en cuenta la relación de engranajes de transmisión, la relación de transmisión final, el par de salida del motor y la eficiencia [43]. Si se considera que no hay ningún deslizamiento en el convertidor de par, entonces el par del motor es igual al par del convertidor de par (T_c) como se describe en la ecuación 47.

$$T_c = T_e \quad (47)$$

Donde:

T_e : Torque del motor

T_c : Torque del convertidor de par

Capítulo 5. Desarrollo del ETC y Plataforma HIL

Posteriormente el par motor se transmite a través de la caja de cambios, donde se multiplica por la relación de transmisión de engranaje (i_g), para finalmente multiplicarse por la reacción de engranaje final (i_o). También debe tomarse en cuenta que la fricción en los dientes de engranaje y la fricción en los cojinetes crean pérdidas en la transmisión de engranaje mecánico. La eficiencia mecánica total de la transmisión entre el eje de salida del motor y ruedas es el producto de los rendimientos de todos los componentes en la línea de transmisión [44]. Por lo cual el par que se transmite desde el motor hasta el eje impulsor de las ruedas se describe como:

$$T_w = i_g i_o n_t T_e \quad (48)$$

Donde:

T_w : par de las ruedas

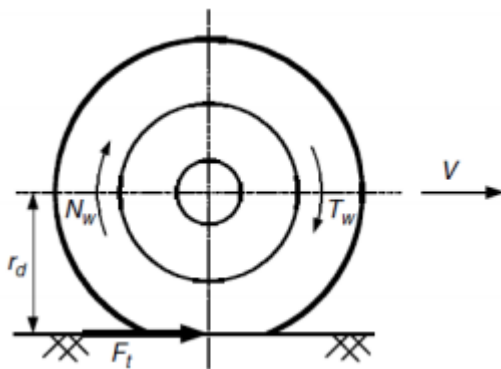
i_o : relación de engranes del impulsor final

i_g : relación de engranajes de transmisión

n_t : eficiencia del motor hasta el eje impulsor de las ruedas

T_e : par de salida del motor

La fuerza de tracción sobre las ruedas está relacionada con el torque de la rueda y el radio efectivo de la rueda [42], [43], [45], como se muestra en la figura 5.16 y se describe en la ecuación 49.



$$F_T = \frac{T_w}{r_d} \quad (49)$$

Donde:

F_t : Fuerza de tracción

T_w : Torque de la rueda

r_d : radio efectivo de la rueda

Figura 5.16 Fuerza de tracción sobre la rueda

Reemplazando la ecuación 48 en 49 se tiene:

$$F_T = \frac{i_g i_o n_t T_e}{r_d} \quad (50)$$

La velocidad de rotación (N_w) de la rueda dada en rev/min, puede ser calculada tomando en cuenta la velocidad mecánica del motor (N_e) dada en rev/min [42], la relación de engranajes de la transmisión y el impulsor final y se expresada como:

$$N_w = \frac{N_e}{i_g i_o} \quad (51)$$

Según [42] y [43] para obtener la velocidad lineal del vehículo se emplea la relación entre la velocidad angular w (rev/min) y lineal v (m/s) que se expresa en la ecuación 52

$$w = \frac{v}{r_d} \quad (52)$$

La velocidad lineal del vehículo (m/s) se expresa como:

$$v = \frac{\pi N_w r_d}{30} \quad (53)$$

Sustituyendo 51 en 53 se tiene:

$$v = \frac{N_e r_d \pi}{30 i_g i_o} \quad (54)$$

5.3.2 Fuerzas que se oponen al movimiento del Vehículo.

El automóvil en movimiento se ve afectado por perturbaciones que afectan su estabilidad como: las acciones del medio y el movimiento vertical del vehículo respecto a su trayectoria [44]. En la figura 5.17 se muestra el cuerpo de un vehículo de dos ejes en movimiento longitudinal y las fuerzas que lo afectan: fuerza de resistencia a la rodadura (F_r), resistencia aerodinámica (F_a) y resistencia a la pendiente (F_g).

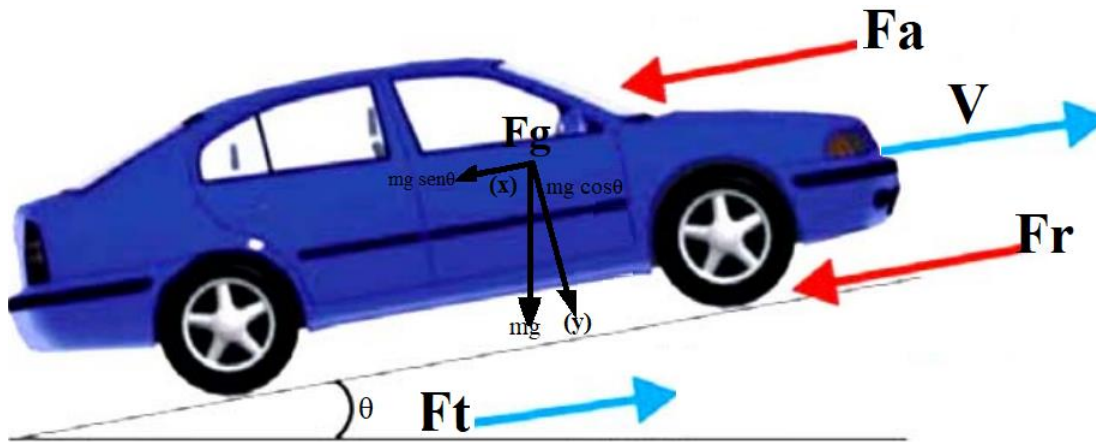


Figura 5.17 Fuerzas en el vehículo

Para simular las condiciones de la figura 5.17, se utiliza el bloque cuerpo del vehículo (figura 5.14.a) que representa un vehículo de dos ejes en movimiento longitudinal. El bloque considera la masa corporal del vehículo, la resistencia aerodinámica, la inclinación del camino, resistencia a la pendiente, aceleración gravitacional y la distribución del peso entre los ejes [41]. Este bloque está conectado al sistema de tracción a través de los neumáticos, quienes transmiten la fuerza de tracción, esta fuerza longitudinal empuja al vehículo hacia adelante. El par y la velocidad de la rueda se ven afectados por las fuerzas que se oponen al movimiento, las cuales se observan en la figura 5.17 y se describen a continuación:

Fuerza de resistencia a la pendiente

La resistencia a la pendiente actúa sobre un vehículo que sube o baja una pendiente. La resistencia a la pendiente puede ser positiva o negativa, dependiendo de la dirección de desplazamiento, frenando al vehículo cuando va cuesta arriba e impulsándolo cuando desciende la pendiente [42], [44] y se define como:

$$F_g = \pm mg \sin \theta \quad (55)$$

Donde:

Fg: Fuerza de resistencia a la pendiente.

m : masa total del vehículo

g : aceleración gravitacional

θ : pendiente de carretera

Fuerza de resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura se origina debido a la desviación del neumático mientras gira en la carretera, lo que provoca que la distribución de la presión normal en la mitad delantera de contacto del neumático sea mayor que la presión en la mitad trasera, lo que hace que el momento sea producido en el eje de rotación del neumático. Por lo tanto, la fuerza horizontal equivalente se crea en el punto de contacto del neumático y la interfaz de la carretera que se conoce como Fuerza de resistencia a la rodadura (F_r) [43], [44], esta fuerza está determinada en la ecuación 56:

$$F_r = C_r mg \quad (56)$$

En el caso de conducir el vehículo en pendiente, la fuerza de resistencia a la rodadura se deduce:

$$F_r = C_r mg \cos \theta \quad (57)$$

Donde:

F_r : Fuerza de resistencia a la rodadura

C_r : Coeficiente de resistencia a la rodadura

Fuerza de arrastre aerodinámica

La fuerza de arrastre aerodinámica se opone al movimiento del vehículo a través del aire y constan de dos componentes: la resistencia a la presión y la resistencia a la fricción. La resistencia a la presión, también llamada resistencia de forma es el resultado de las fuerzas de presión normales que actúan sobre la superficie del vehículo. Se debe a que en la superficie frontal las partículas de aire se comprimen más empujando en contra del movimiento (alta presión) y en la superficie posterior se espacian cuando las capas de aire se separan de la superficie, generando un flujo turbulento que tira al vehículo hacia atrás (baja presión). La resistencia a la fricción o resistencia de la superficie, es el resultado de las fuerzas tangenciales que actúan sobre la superficie del vehículo [42], [44]. En la ecuación 58 se expresa la fuerza de arrastre:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho A_f C_d (v \pm v_a)^2 \quad (58)$$

Donde:

F_a : Fuerza de arrastre

A_f : área frontal del vehículo

C_d : coeficiente de resistencia aerodinámica

ρ : densidad del aire

V : velocidad lineal del vehículo

V_a : velocidad del aire (- en favor del movimiento, + oponiéndose al movimiento)

5.3.3 Dinámica del vehículo

Suponiendo que el vehículo se desplaza hacia arriba y aplicando la segunda ley de Newton, se puede obtener la aceleración del vehículo, que enuncia que la fuerza aplicada sobre un cuerpo es proporcional a la aceleración que el cuerpo adquiere, siendo la masa del cuerpo la constante proporcional [44], [45]. En la ecuación 59 se determina la aceleración del vehículo de acuerdo a la segunda ley de Newton, considerando la fuerza de tracción (F_t) y las fuerzas opuestas al movimiento del vehículo las cuales se describen como F_c .

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\sum F_t - \sum F_c}{m} \quad (59)$$

Donde m es la masa del vehículo (Kg).

Usando la ecuación 59 se obtiene la ecuación de equilibrio de fuerzas donde se calcula la fuerza total F_t necesaria para superar la suma de las fuerzas de resistencia [42], [45]. En la ecuación 60 se sustituyen las fuerzas que se oponen al movimiento (resistencia aerodinámica, resistencia a la pendiente y resistencia a la rodadura)

$$F_t = F_a - f_r - f_g + m \frac{dv}{dt} \quad (60)$$

Despejando la velocidad del vehículo de la ecuación 60 se tiene:

$$v = \int (F_t - F_a - F_r - F_g) \frac{1}{m} \quad (61)$$

Sustituyendo las ecuaciones 50, 55, 57 y 58 en 61 se tiene la velocidad del vehículo:

$$v = \int \left[\left(\frac{i_g i_o n_t T_e}{r_d} \right) - \left(\frac{1}{2} \rho C_d A_f (v \pm v_a)^2 \right) - (f_r m g \cos \theta) - (m g \sin \theta) \right] \frac{1}{m} \quad (62)$$

CAPITULO 6

Implementación.

En el capítulo 4 fueron descritos los elementos a utilizar para la implementación tanto de controlador como de la plataforma HIL. En este capítulo se describen las conexiones y programación del control del acelerador electrónico y la plataforma HIL para el posterior análisis de los resultados obtenidos.

6.1 Programación del controlador CompactRio en LabVIEW.

Al programar el control con NI-LabVIEW se tiene la ventaja de que el lenguaje de programación gráfica viene con un panel frontal que puede servir inmediatamente como interfaz de usuario; por lo tanto, no se necesita programación adicional para desarrollar la interfaz gráfica de usuario (GUI, por sus siglas en inglés).

La lógica del programa se puede dividir en dos partes principales, la parte del controlador de posición que incluye el control PID con los compensadores de las no linealidades ocasionadas por el resorte y la parte de las dos tablas de búsqueda de estimación de Torque demandado por el conductor y el posicionamiento del ángulo del acelerador para lograr dicho torque. El programa desarrollado en LabVIEW se describe a continuación.

6.1.1 Programación del controlador PID y los compensadores.

Para implementar el controlador PID se utilizó el VI (Virtual Instrument) figura 6.1 proporcionado por LabVIEW. Este VI de PID presenta un límite de rango de salida de control, setpoint o señal de referencia, entradas para la variable de proceso, el setpoint y la salida de dicho control.

También se incluyó la lectura de la posición del ángulo de la placa del acelerador, así como del porcentaje del ángulo del acelerador (setpoint), esta lectura se realiza no directamente del ángulo de apertura demandado por el conductor, sino del ángulo obtenido de las tablas de búsqueda de par y posición del ángulo de la placa del acelerador debido a que es un control del acelerador basado en el Par Motor.

Capítulo 6. Implementación

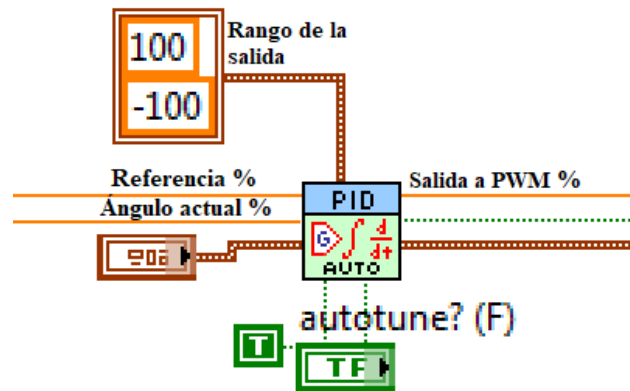


Figura 6.1 VI del PID del controlador.

Los compensadores de los efectos no lineales están incluidos mediante un valor de señal de control (figura 6.2), en este caso PWM que provoca que el motor produzca el torque necesario para contrarrestar el efecto del resorte de retorno, este valor de la señal de control varía dependiendo del ángulo de la placa del cuerpo de aceleración de referencia, ya que este incluye la constante del resorte como fue descrito en la sección 5.1.1.

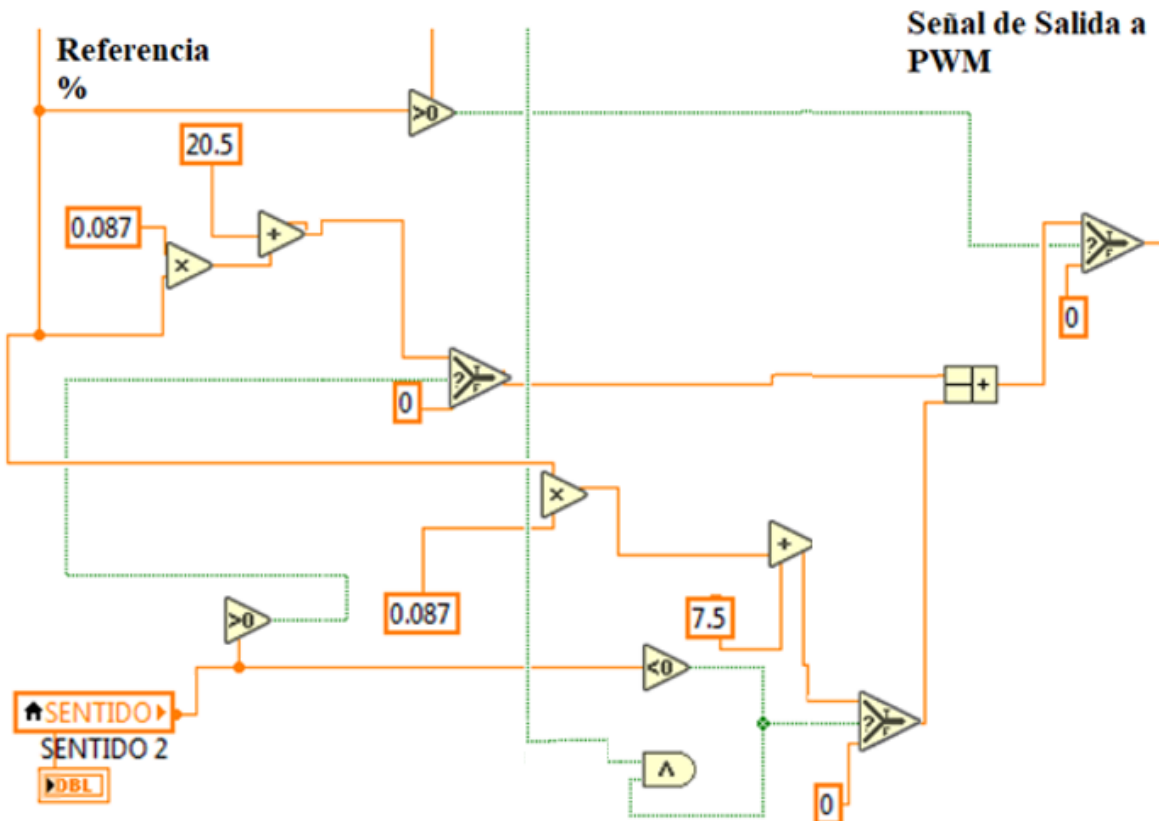


Figura 6.2 Programación de compensadores en LabVIEW.

Capítulo 6. Implementación

El valor de los compensadores descritos anteriormente están en función del Setpoint obtenido de las tablas de Búsqueda y a la vez el compensador de fricción está en función de la dirección de la placa del acelerador, es decir si realiza un movimiento de apertura o de cierre, para determinar dicha condición también se incluyó una lógica para determinar el sentido de apertura de la placa del cuerpo de aceleración. En dicha parte del código el sentido se determina calculando la diferencia del valor del Setpoint actual al valor del Setpoint de la iteración anterior, es decir, si la diferencia es positiva, el sentido indica que el movimiento es de apertura, en caso contrario el movimiento es de cierre.

Lo anterior descrito provocaría un problema para el momento en el que el Setpoint se quede en un valor fijo, ya que en dicho caso la diferencia sería cero, para solucionar esto se creó un ciclo While que indica el sentido del movimiento de la placa del cuerpo de aceleración y guarda el último valor registrado antes de que la diferencia del Setpoint actual con el de la iteración anterior sea cero, como se muestra en la figura 6.3. Así se garantiza la correcta determinación del sentido del movimiento de la placa del cuerpo de aceleración.

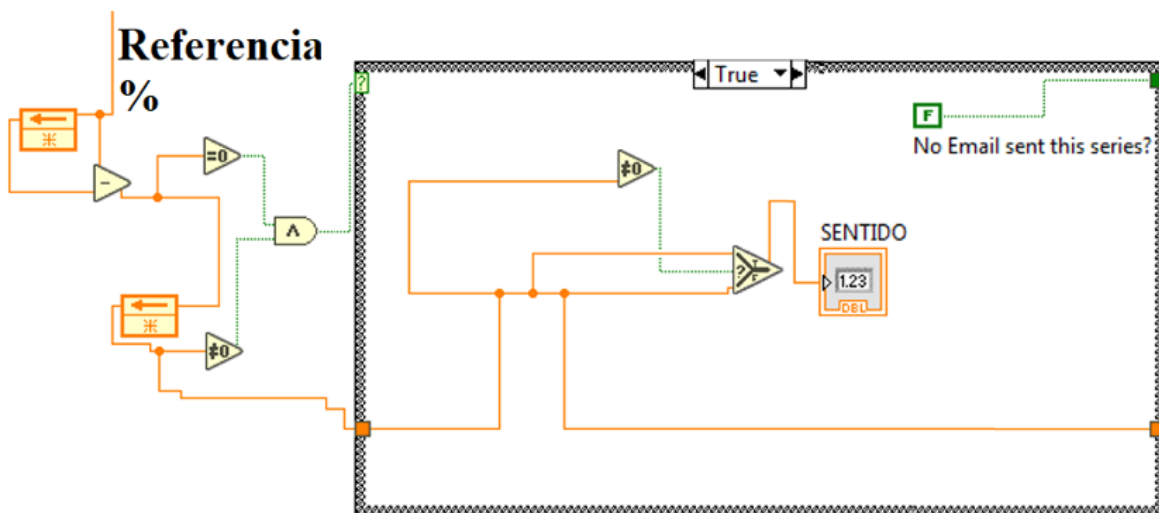


Figura 6.3 Ciclo para determinar el sentido del movimiento de la placa del cuerpo de aceleración.

Para la sección de las dos tablas de búsqueda del Torque demandado por el conductor y la posición de la placa del cuerpo de aceleración y para lograr dicho torque se programó ingresando una tabla que incluye dichos datos y por medio de una interpolación bilineal (Sección 5.1.3) se determina el resto de puntos a partir de los ingresados en dicha Tabla, esta parte del código en LabVIEW se muestra en la figura 6.4.

Capítulo 6. Implementación

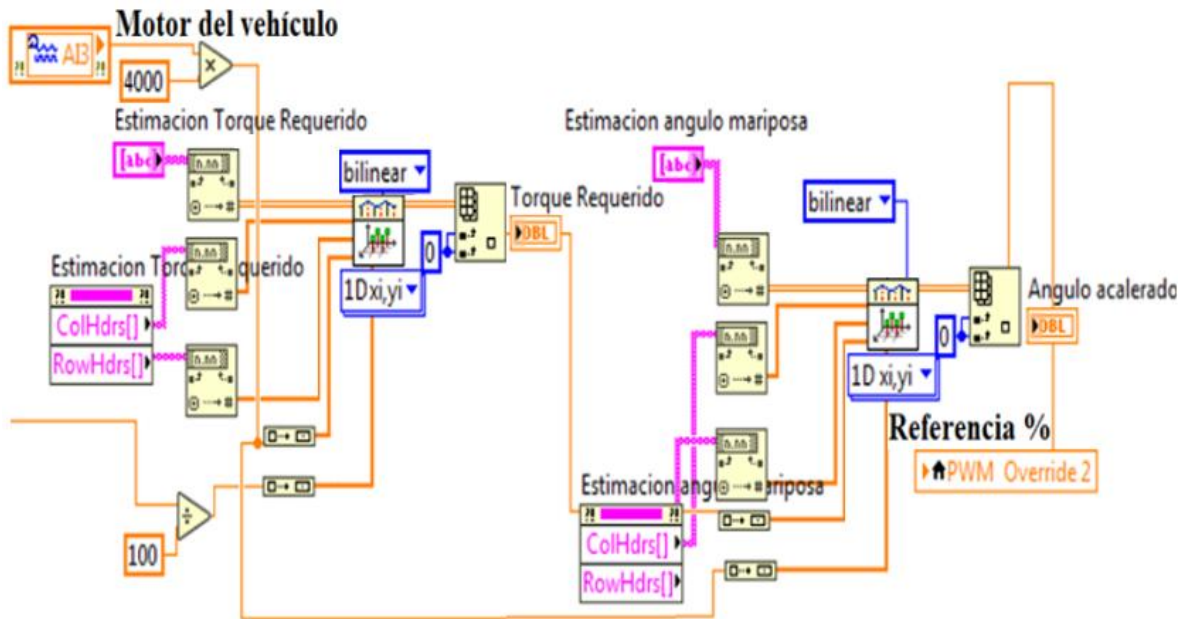


Figura 6.4 Implementación de tablas de búsqueda en LabVIEW.

Finalmente, el programa queda de la forma mostrada en el apéndice C, se utiliza una estructura de secuencia de tres partes. La frecuencia del controlador es establecida a 1 Mhz. El programa comienza inicializando todos los valores en el programa por defecto o cero para asegurarse de que el programa se ejecutará de manera consistente y diligente sin ningún error en la fase 1, la segunda fase será la estructura principal del programa, donde todo el cuerpo principal del programa se ejecutará en consecuencia y la última fase de ejecución es el apagado, donde todos los valores o funciones se apagarán o detendrán por completo cuando se presione el botón STOP. La interfaz Gráfica se muestra en la figura 6.5, en la figura 6.6 se muestra un bosquejo de las conexiones para el sistema de control de aceleración electrónico y en la figura 6.7 un bosquejo de las conexiones del sistema HIL con el ETC. Para la selección de la frecuencia PWM se consideraron los factores que se describen a continuación:

Según [46] la selección de la frecuencia del PWM para la aplicación de control del motor afecta el sonido del motor y la velocidad de conmutación. El oído humano puede detectar frecuencias de 20 Hz a 20 kHz. En general, las frecuencias superiores a 4 kHz no son audibles para el oído humano. Por lo cual se elige una frecuencia PWM mayor a 4kHz para ayuda a reducir el zumbido que se escucha mientras el motor está en funcionamiento.

Otro criterio que se toma en cuenta para la elección de la frecuencia del PWM es la constante de tiempo del motor ($T = L / R$). De acuerdo con [47] T es el

Capítulo 6. Implementación

tiempo que tarda el voltaje a través del componente en alcanzar 1/3 de su valor final. Esto debido a que cuando se aplica un voltaje al circuito, la resistencia se opone a la fuente de voltaje de entrada mediante la disipación de energía y la inductancia disminuye la velocidad a la que aumenta la corriente, evitando que la corriente aumente o disminuya mucho más rápido que la constante de tiempo del circuito y como resultado, cuando se conecta la fuente de alimentación, el voltaje no alcanza instantáneamente su valor final. Conociendo la inductancia L y la resistencia R del motor, se puede calcular la constante de tiempo del motor, en este caso la constante de tiempo es:

$$T = \frac{0.0005 H}{1.5\Omega} = 0.00033s \quad (63)$$

La frecuencia obtenida con esta constante de tiempo es de 3 kHz. Con la constante de tiempo, τ , calculada, se debe hacer que la frecuencia PWM sea superior a $1 / T$ [Hz]. De acuerdo con [48] para determinar la frecuencia del PWM se considera que las mejores condiciones de conmutación son cuando la frecuencia del PWM es mucho más alta que la constante de tiempo del motor. Por lo cual basándose en los puntos mencionados anteriormente, considerando que el puente H utilizado tiene como frecuencia máxima de operación 20 kHz y basándose en [2] donde se utiliza un acelerador de la marca Bosch modelo DV-E el cual tiene características similares al cuerpo de aceleración que se utiliza en este trabajo, se elige una frecuencia de PWM de 10 kHz.

Capítulo 6. Implementación

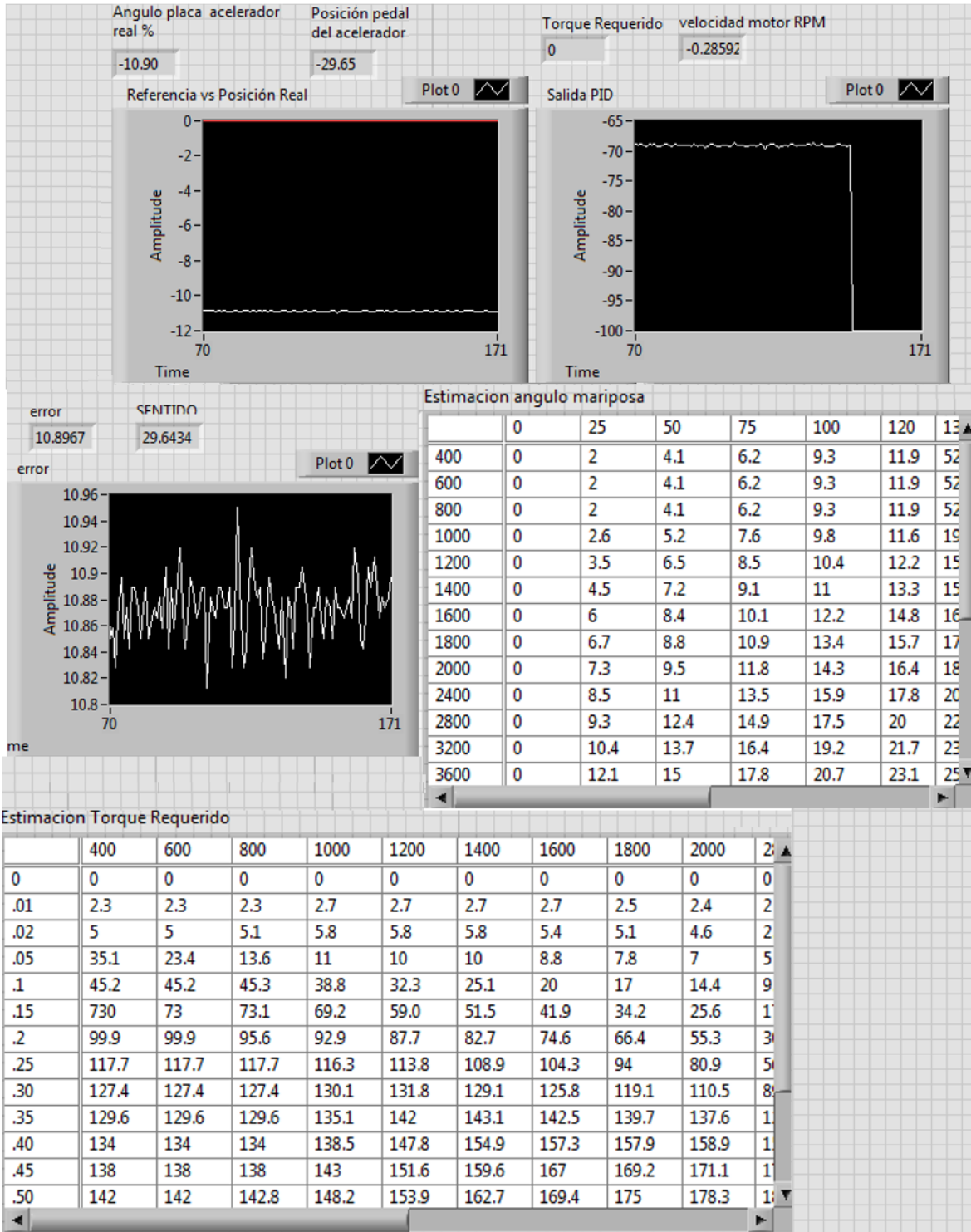


Figura 6.5 Interfaz de usuario del controlador en LabVIEW.

Capítulo 6. Implementación

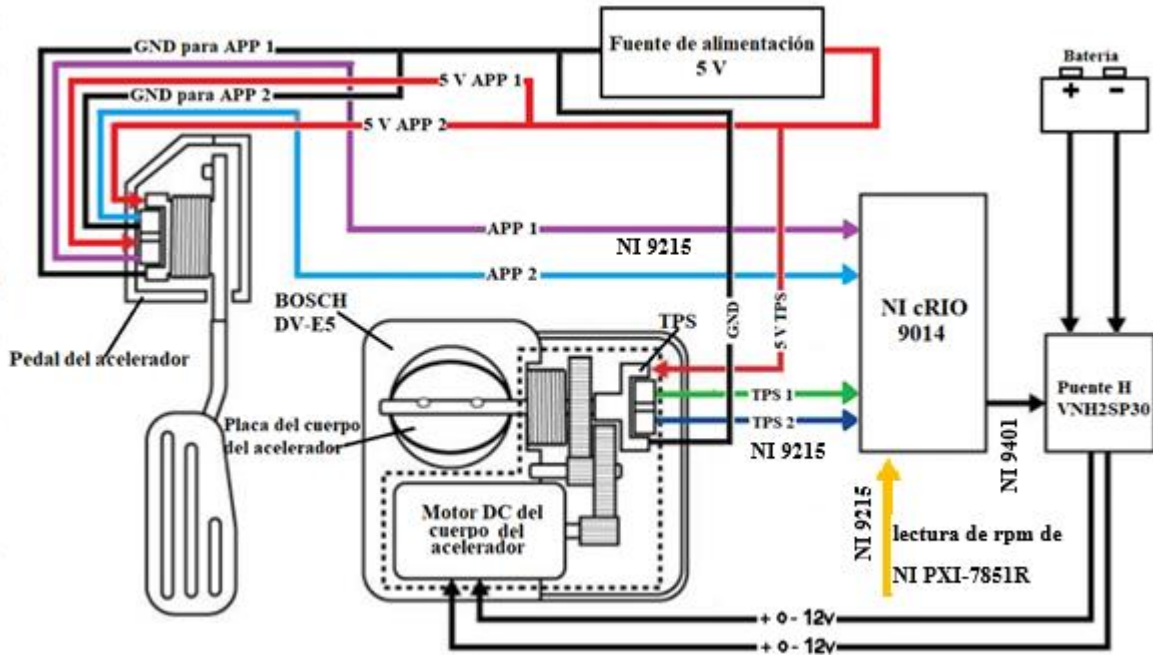


Figura 6.6 Esquema de conexiones para el sistema de control de aceleración electrónico.

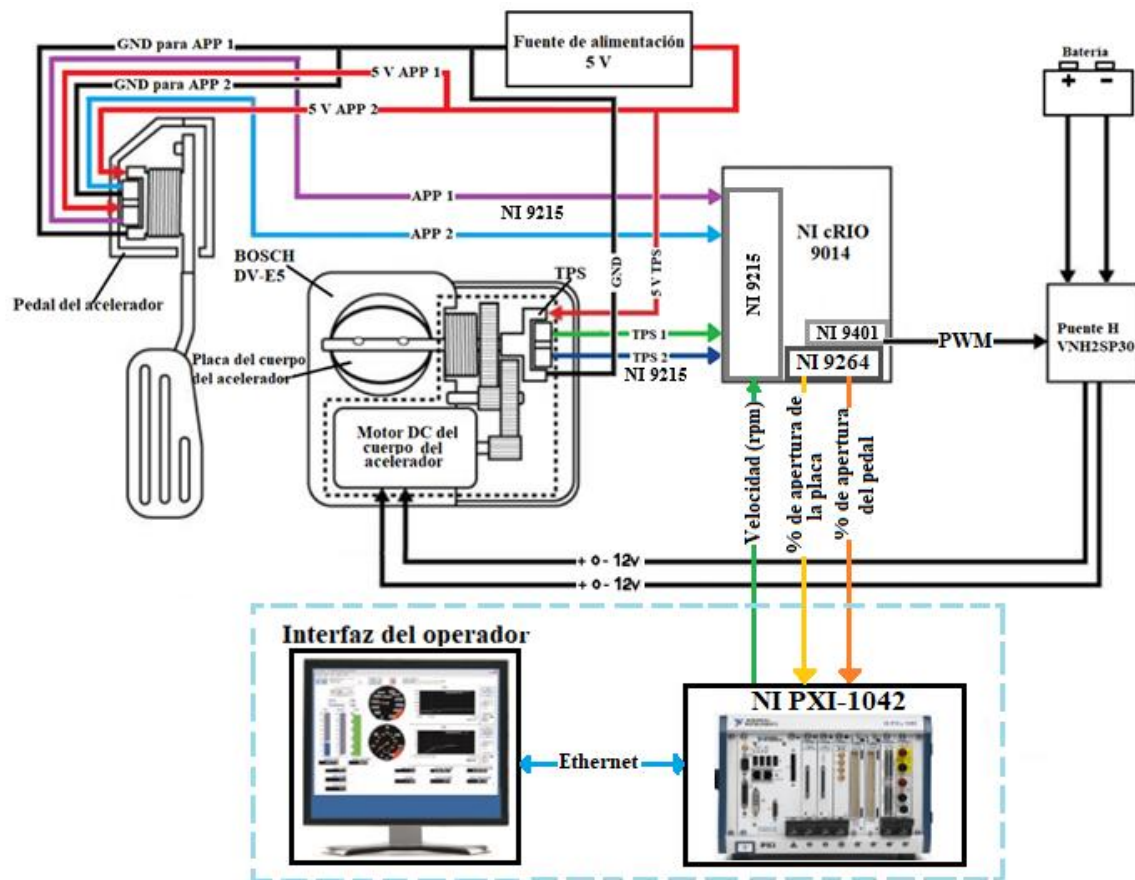


Figura 6.7 Diagrama de conexiones del sistema HIL con el ETC.

6.1.2 Definición de Parámetros del modelo a ejecutar.

El modelo del motor de combustión interna de Simscape permite la definición de parámetros del motor por medio de un vector de velocidad – par, dadas en rpm y Nm. Estos datos son obtenidos a partir de la curva característica velocidad-par (figura 6.8) de un motor de combustión interna de 2.5 litros modelo Boxer Subaru DOHC, entrega una máxima salida de 127 kW (173 CV) a 5.600 rpm, un par máximo de 230 Nm a 4400 rpm. Este motor corresponde a un vehículo Subaru Impreza 2006 con una transmisión manual de 5 velocidades. Las características de este automóvil se muestran en la figura 6.9.

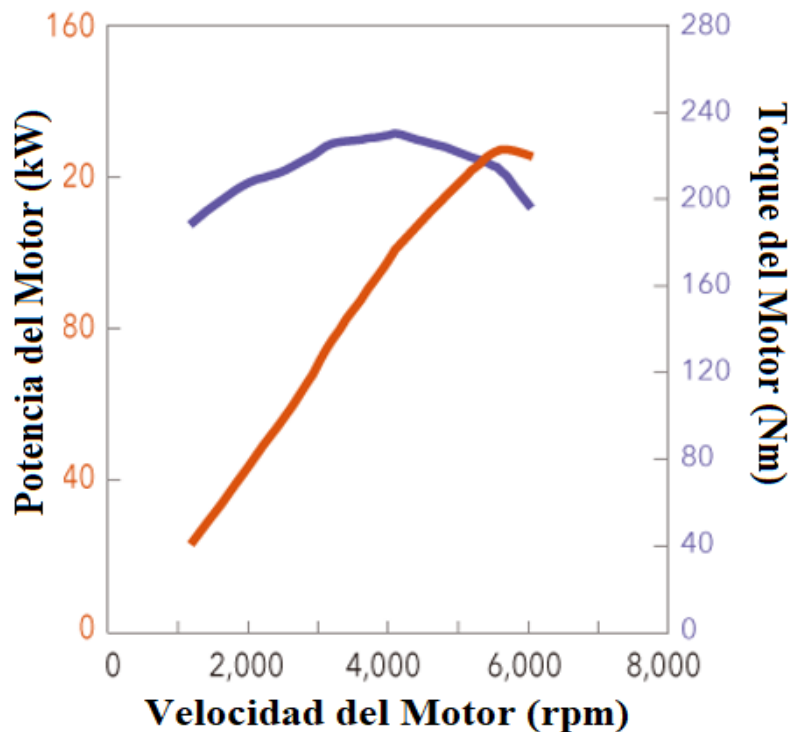


Figura 6.8 Curva característica velocidad-par del motor [49].

Capítulo 6. Implementación

Información general	
Marca	Subaru
Modelo	Impreza
Generación	Impreza III Hatchback
Modificación (motor)	2.5i (170 Hp)
Año de la puesta en producción	2007 años
Tipo de carrocería	Hatchback
Numero de plazas	5
Numero de puertas	5
Motor	
Potencia máxima	170 CV @ 6000rpm.
Par máximo	230 Nm @ 4400rpm. 169.64 lb.-ft. @ 4400rpm.
Posición del motor	Frontal, a lo largo
Cilindrada -real-	2457 cm ³ 149.94 cu. in.
Número de cilindros	4
Distribución de los cilindros	Boxer
Diámetro del cilindro	99.5 mm 3.92 in.
Recorrido del cilindro	79 mm 3.11 in.
Número de válvulas por cilindro	4
Sistema de combustible	Inyección multipunto
Distribución	DOHC

Figura 6.9 Ficha técnica Subaru Impreza III Hatchback 2.5i (170 Hp) 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011 [49].

CAPITULO 7

Análisis de Resultados

Una vez ingresados los parámetros en el modelo, se obtiene la respuesta de este ante una entrada de apertura del ángulo del acelerador del 100%, esta simulación se realiza usando el método de integración de tamaño de paso variable SIMULINK® predeterminado establecido en $100 \mu s$. La velocidad del vehículo, así como el valor del Torque del motor correspondiente y su velocidad en rpm se muestra en las figuras 7.1, 7.2 y 7.3 respectivamente.

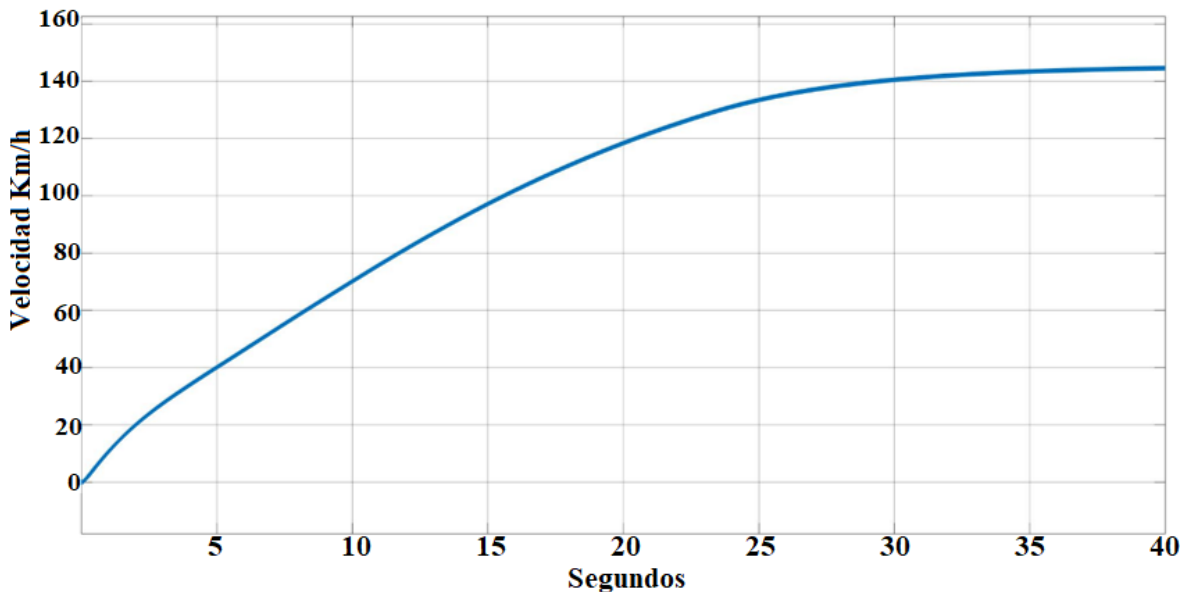


Figura 7.1 Velocidad del vehículo

En la figura 7.1 se aprecia que la velocidad del vehículo se establece en 142 Km/h a los 40 segundos aproximadamente con la entrada del 100% del ángulo del acelerador y los 100 Km/h en 16 segundos.

El valor del Par generado por el motor del vehículo también es graficado, así como el de la velocidad del motor en rpm. En la figura 7.2 se observa el torque del motor y en la figura 7.3 se muestra la velocidad del motor.

Capítulo 7. Análisis de resultados

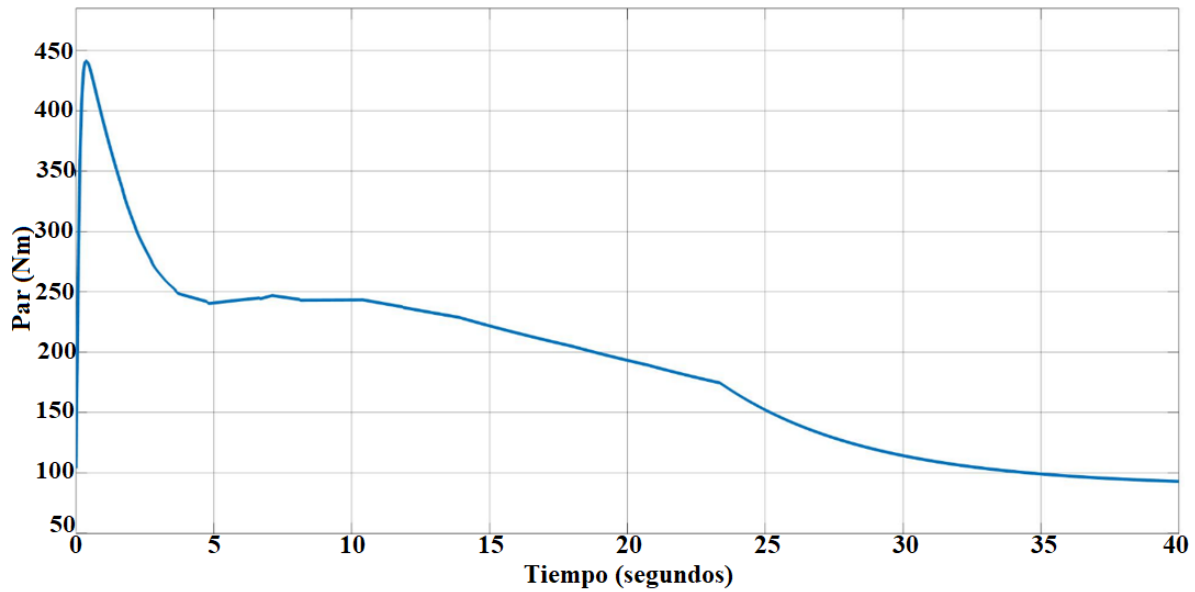


Figura 7.2 Par del Motor.

El valor de par generado por el motor es mayor al principio debido a que este tiene que vencer la inercia ocasionada por el vehículo en reposo, posteriormente este se establece a los valores definidos por su curva característica velocidad par.

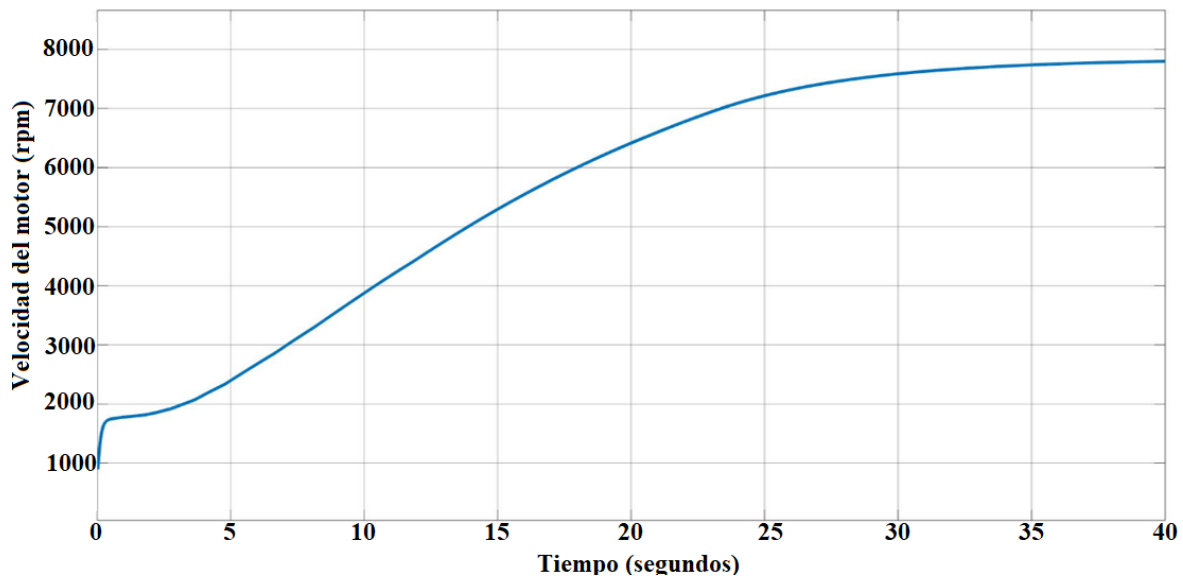


Figura 7.3 Velocidad del Motor (rpm).

La velocidad lineal del vehículo y la velocidad angular del motor incrementan en relación a la ecuación 53.

7.1 Simulación en tiempo real del modelo del vehículo.

Como se indica en el capítulo 3, es necesario utilizar un paso de integración fijo en la simulación en tiempo real y se utilizó un algoritmo de integración de primer orden (Euler) con un tamaño de paso de 1 ms. Con este tamaño de paso fijo se logra concordancia entre la simulación a paso variable y la simulación en tiempo real. La respuesta se obtiene ante una entrada de la apertura del acelerador de 100 % y se observa el mismo tiempo de respuesta ante esta entrada que en la simulación a paso variable. Esto puede ser visualizado en la interfaz de usuario creada en VeriStand que se muestra en la figura 7.4, donde además a través de los canales del sistema se puede observar si ocurre alguna falla en la simulación, es decir, si la simulación pierde el determinismo.

Capítulo 7. Análisis de resultados

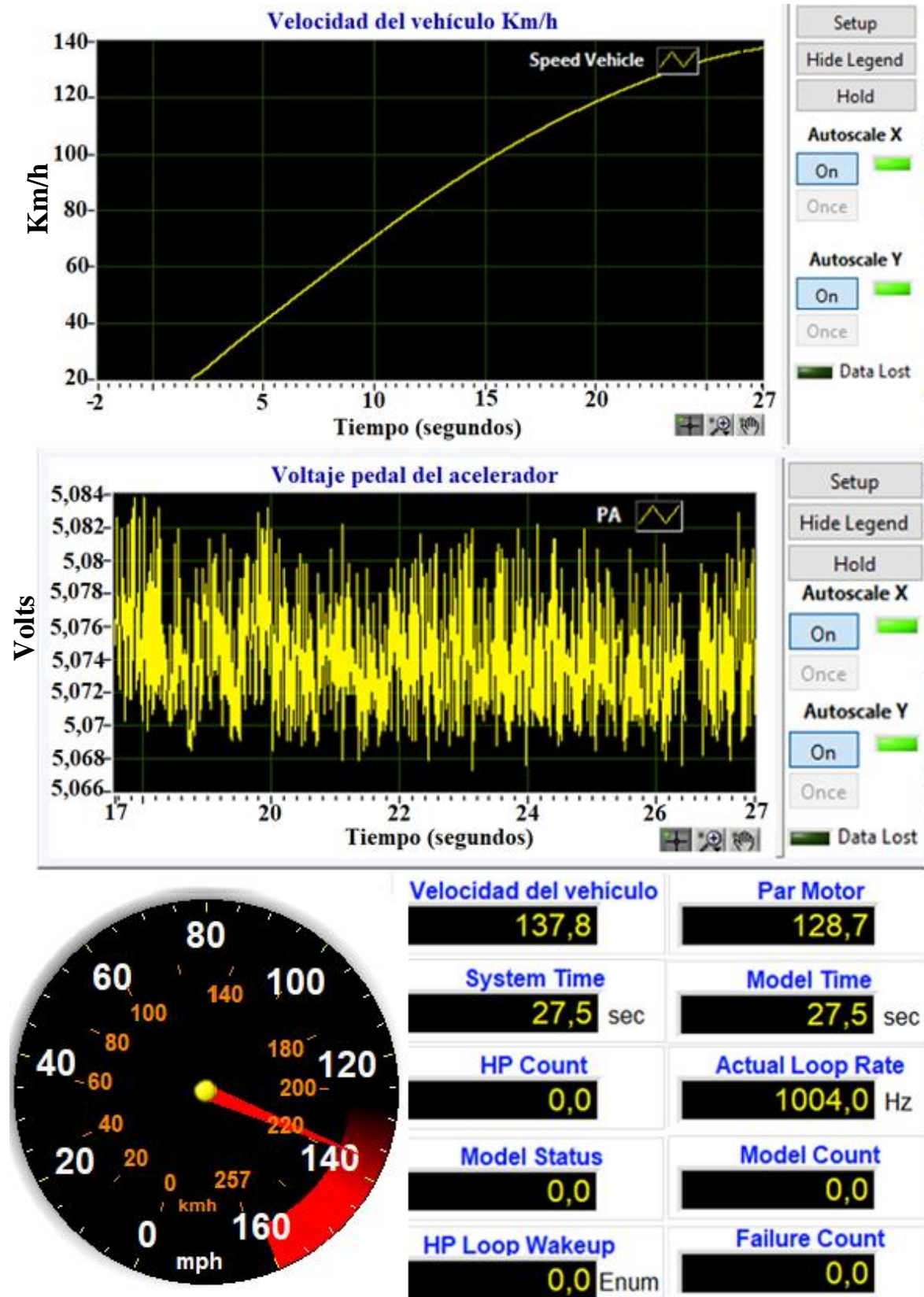


Figura 7.4 Interfaz de usuario de sistema HIL VeriStand.

Capítulo 7. Análisis de resultados

Mediante el canal *System time* se visualiza el tiempo transcurrido desde que la simulación ha comenzado a ejecutarse, al igual que en la simulación a paso variable realizada en el ordenador, la velocidad del vehículo alcanza los 100 Km/h a los 16 segundos en la simulación en tiempo real ejecutada en el chasis NI-PXI 1042. La ejecución del modelo simulado se logró correctamente, esto es visualizado a través de los canales de VeriStand que se enlistan en la figura 7.5. Para verificar la velocidad a la que VeriStand Engine realmente ejecuta el modelo, *National Instruments* define la siguiente relación que describe cómo VeriStand Engine ejecuta modelos:

tasa de modelo real = tasa de bucle de control primario (PCL) / *decimation* del modelo.

El parámetro *decimation* del modelo especifica la reducción que se aplicará a la velocidad del bucle de control primario (PCL) para determinar la velocidad a la que se ejecuta el modelo, esto ofrece la posibilidad de ejecutar modelos más rápido de la velocidad a la que fueron configurados cuando se compilaron, esto permite más simulación en menos tiempo, sin embargo, para simulaciones *Hardware in the Loop* el modelo debe ejecutarse a la velocidad para la que fue compilado. En este caso se realizó la ejecución con una frecuencia del Hardware de 1 KHz y el parámetro *decimation* del modelo con valor de 1, esta configuración se aprecia en el Apéndice D.

Nombre del Canal	Unidades	Descripción
Failure Count	N/A	El recuento de fallas de la configuración de análisis actual
HP Loop Wakeup Status	Enum	El estado de activación del lazo de control primario. <ul style="list-style-type: none">• 0: normal• 1: abortado• 2: despertar asincrónico• 3: error de fuente de tiempo• 4: error de bucle temporizado• 5: Tiempo de espera
System Time	Segundos	El tiempo relativo del sistema del VeriStand Engine de acuerdo con el recuento de iteraciones.
Model Count	N/A	El número de veces que los modelos no han completado su ejecución a tiempo.

Model Time	Segundos	Se utiliza el canal <i>Model time</i> para verificar que el modelo se esté ejecutando a la velocidad correcta. Puede comparar la hora del modelo con el valor del canal <i>System time</i> para determinar si el modelo se ejecuta más lento o más rápido que el tiempo real.
Model Status	Enum	<ul style="list-style-type: none"> • 0: ejecutándose • 1: pausado • 2: reinicio • 4: detenido

Figura 7.5 Descripción de estado de canales VeriStand.

A través de los canales de VeriStand se verificó el estado del modelo durante la simulación HIL, como se puede observar en la figura 7.4, el modelo no fue pausado durante esta prueba, además de que el tiempo del modelo corresponde al tiempo del sistema. Es decir, no existe retraso durante su ejecución, además en el canal *model count* se pudo verificar que el modelo siempre logró su ejecución a tiempo.

7.2 Respuesta del control del acelerador electrónico

El control del ángulo de apertura de la placa del cuerpo de aceleración descrito en el capítulo 6 fue evaluado en dos partes:

- El control de apertura de la placa del cuerpo de aceleración.
- El control de la placa del cuerpo de aceleración con las tablas de búsqueda implementadas.

Para la primera parte se evaluó la respuesta del controlador ante una entrada tipo escalón, esta respuesta se muestra en la siguiente figura:

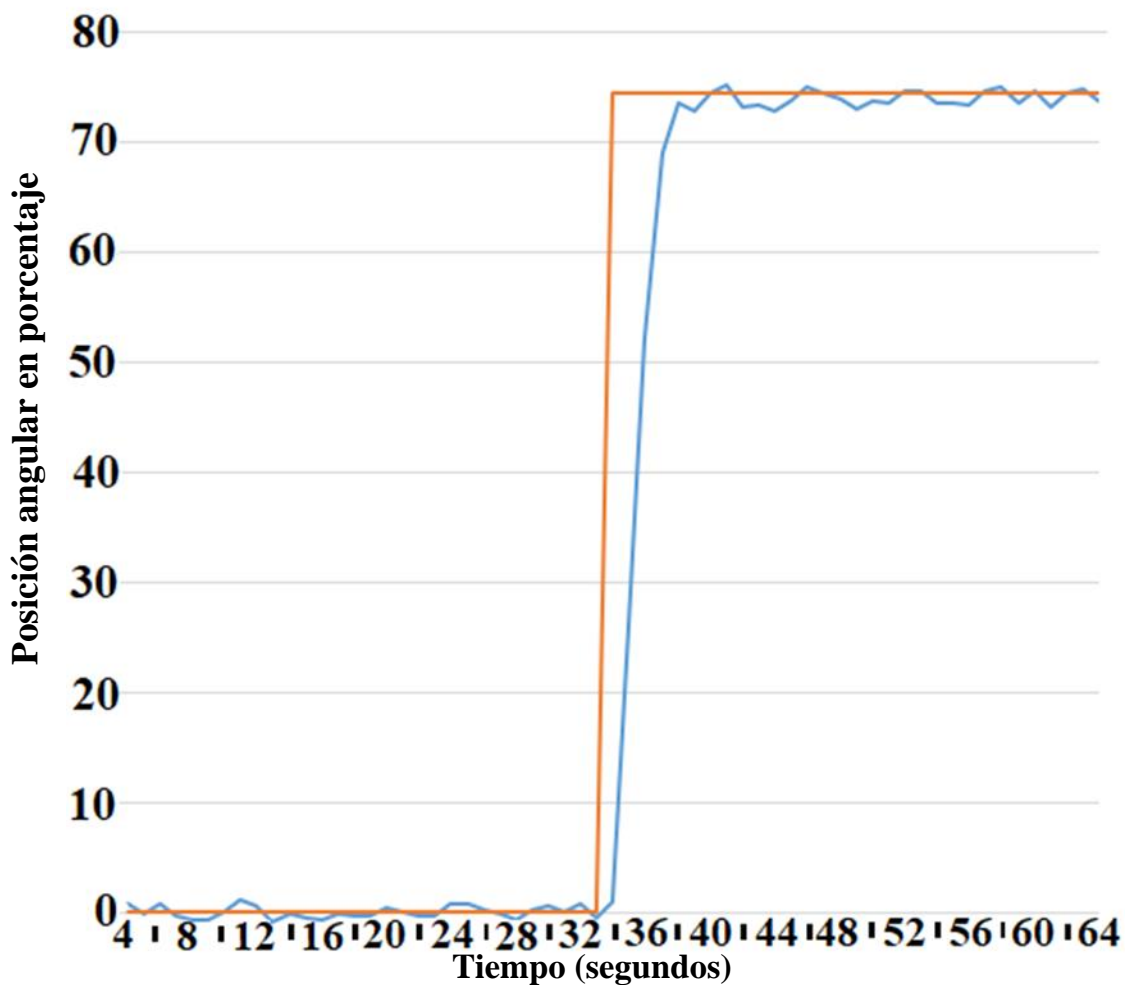
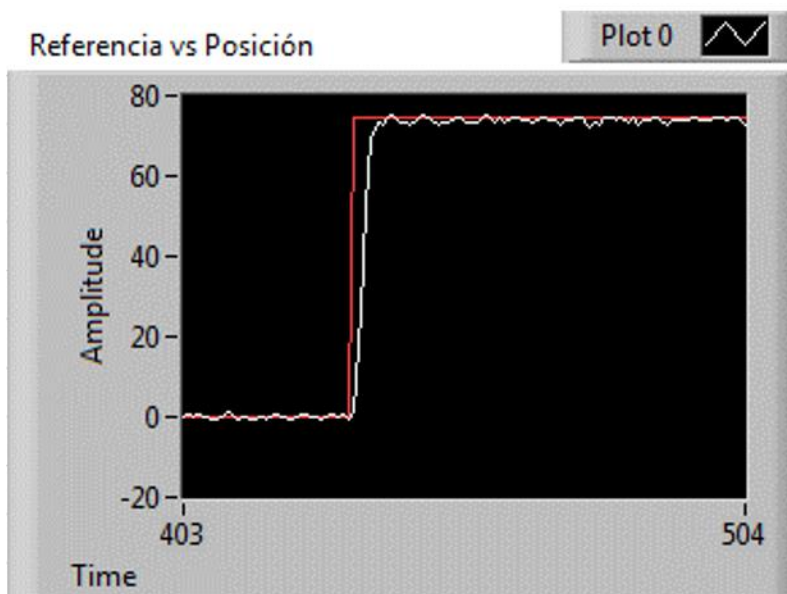


Figura 7.6 Respuesta del control de aceleración electrónico ante una entrada tipo escalón.

Capítulo 7. Análisis de resultados

En la respuesta del control de aceleración electrónico registrado en la figura 7.6 se obtuvo un tiempo de retraso de 0.35 segundos y un error en estado estable del 1.67%.

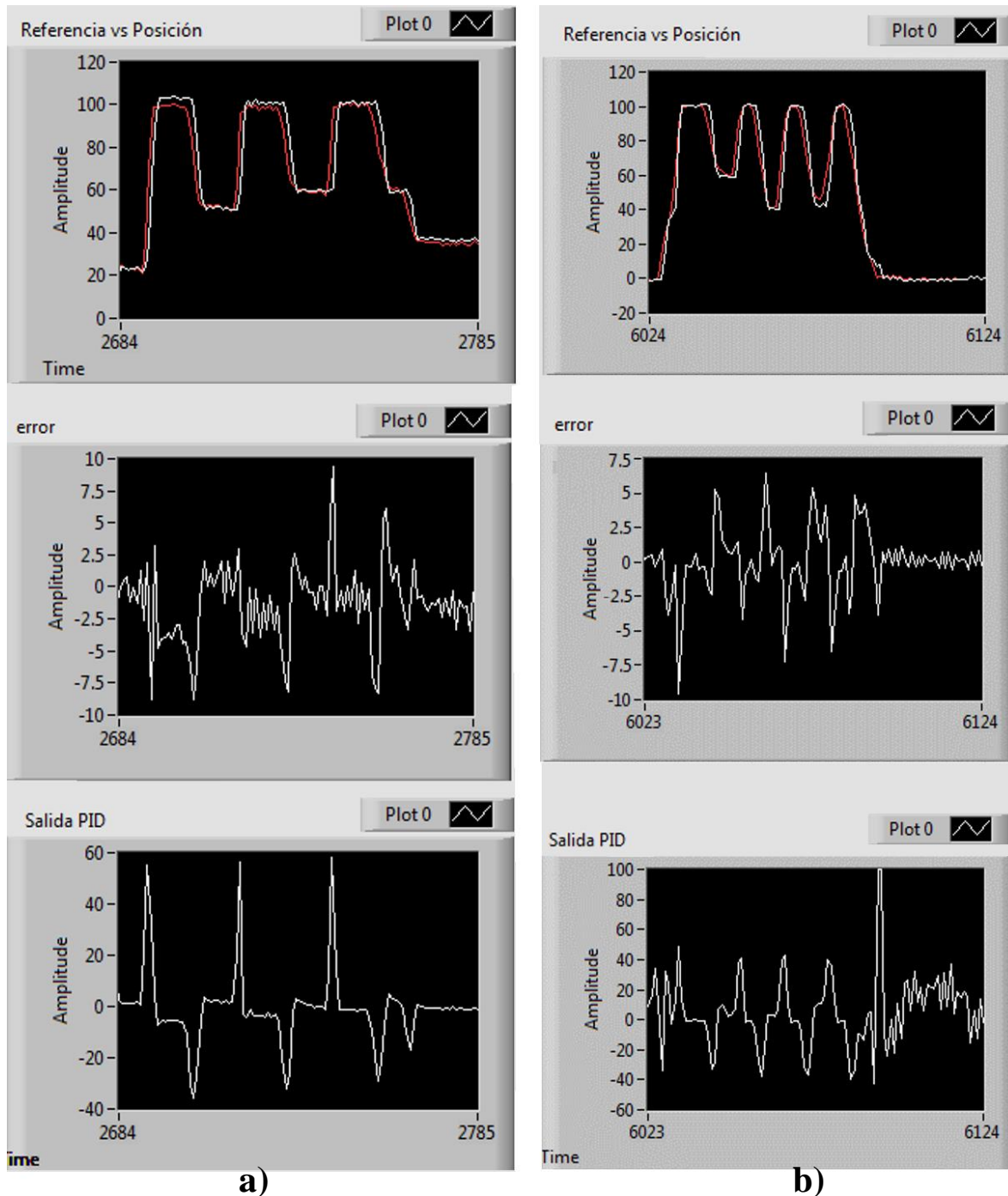


Figura 7.7 Respuesta del sistema de control a diferentes señales de referencia.

En la figura 7.7 se observa un error máximo del 9.8% en estado transitorio del sistema, sin embargo, esto es debido a que existe un tiempo de retraso en la

Capítulo 7. Análisis de resultados

respuesta en la región cercana a la posición *Limp-home*, es decir la región por debajo del 10 % de la apertura total del ángulo de la placa del acelerador, el error calculado es la diferencia entre el porcentaje de referencia y el porcentaje real de apertura de la placa del cuerpo de aceleración, este es calculado en cada iteración que realiza el controlador.

En la segunda parte de la prueba se evaluó el controlador incluyendo las tablas de búsqueda para el posicionamiento del ángulo de la placa del acelerador basado en el par motor, esta parte de la prueba incluye el acoplamiento del controlador con la lectura de la velocidad del motor en rpm obtenidas durante la prueba HIL. Las tablas de búsqueda ingresadas pertenecientes al vehículo Subaru Impreza se muestran en las figuras 7.8 y 7.9.

	Accelerator Pedal Angle (%)																Requested Torque (raw ecu value)
	0.00	1.00	2.00	5.00	10.00	15.00	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00	45.00	50.00	60.00	70.00	80.00	
400	0.0	2.3	5.0	35.1	45.2	73.0	99.9	117.7	127.4	129.6	134.0	138.0	142.0	150.0	160.0	168.0	175.0
600	0.0	2.3	5.0	23.4	45.2	73.0	99.9	117.7	127.4	129.6	134.0	138.0	142.0	150.0	160.0	168.0	180.0
800	0.0	2.3	5.1	13.6	45.3	73.1	95.6	117.7	127.4	129.6	134.0	138.0	142.8	150.0	160.8	168.1	185.0
1000	0.0	2.7	5.8	11.0	38.8	69.2	92.9	116.3	130.1	135.1	138.5	143.0	148.2	155.4	163.9	171.7	190.0
1200	0.0	2.7	5.8	10.0	32.3	59.0	87.7	113.8	131.8	142.0	147.8	151.6	153.9	164.5	169.3	175.9	200.0
1400	0.0	2.7	5.8	10.0	25.1	51.5	82.7	108.9	129.1	143.1	154.9	159.6	162.7	171.6	174.8	177.6	205.0
1600	0.0	2.7	5.4	8.8	20.0	41.9	74.6	104.3	125.8	142.5	157.3	167.0	169.4	175.8	178.6	181.4	210.0
1800	0.0	2.5	5.1	7.8	17.0	34.2	66.4	94.0	119.1	139.7	157.9	169.2	175.0	180.2	182.1	185.5	215.0
2000	0.0	2.4	4.6	7.0	14.4	25.6	55.3	80.9	110.5	137.6	158.9	171.1	178.3	182.9	185.2	189.0	222.0
2400	0.0	2.2	3.1	5.9	12.0	20.0	37.6	67.0	99.7	133.4	160.2	174.8	182.3	187.2	193.3	198.1	237.0
2800	0.0	2.0	2.8	5.0	9.5	17.0	30.0	56.0	89.8	127.1	154.9	173.8	182.8	192.1	200.0	203.2	247.0
3200	0.0	1.8	2.5	4.4	7.8	15.0	25.0	48.3	78.4	117.4	147.1	169.0	181.5	193.7	201.2	205.4	252.0
3600	0.0	1.7	2.0	3.9	7.0	13.3	21.2	42.0	68.5	108.4	142.2	164.3	182.0	194.1	201.4	208.0	250.0
4000	0.0	1.6	1.9	3.5	6.4	12.0	19.0	36.7	60.1	101.1	138.3	162.1	182.0	196.0	205.7	210.5	240.0
4400	0.0	1.5	1.8	3.2	5.7	10.8	17.0	32.5	53.3	94.9	136.6	161.9	183.4	204.5	214.3	217.8	233.0
4800	0.0	1.5	1.7	2.9	5.3	10.0	15.3	29.1	43.1	83.0	122.9	149.8	174.6	197.1	209.6	215.1	223.0
5200	0.0	1.4	1.6	2.7	4.9	9.0	14.0	25.3	36.5	73.0	109.5	137.6	159.8	187.3	200.6	207.7	218.2
5600	0.0	1.2	1.5	2.5	4.5	8.3	12.5	22.7	32.2	64.4	96.6	125.4	150.0	174.6	190.7	199.0	212.6
6000	0.0	1.2	1.4	2.3	4.0	7.5	11.2	18.0	25.0	55.3	83.0	111.0	132.4	160.8	174.1	183.4	202.9
6400	0.0	1.1	1.3	2.2	3.5	6.5	9.8	16.0	20.0	52.7	77.9	104.3	125.1	153.6	163.5	175.6	192.0
6800	0.0	1.0	1.2	2.1	3.2	6.0	9.0	14.0	18.0	49.6	73.3	98.1	117.7	144.6	153.9	165.3	180.7
7200	0.0	1.0	1.1	2.0	3.0	5.0	7.5	13.0	16.0	46.8	69.3	92.7	111.2	136.6	145.3	156.1	170.7

Figura 7.8 Tabla de búsqueda de par demandado por el conductor [5].

		Requested Torque (raw ecu value)																													
		0.0	25.0	50.0	75.0	100.0	120.0	130.0	135.0	140.0	145.0	147.5	155.0	157.5	165.0	167.5	170.0	175.0	180.0	185.0	193.0	197.5	200.0	205.0	212.0	225.0	250.0				
400	0.0	2.0	4.1	6.2	9.3	11.9	26.2	52.8	79.4	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0			
600	0.0	2.0	4.1	6.2	9.3	11.9	26.2	52.8	79.4	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
800	0.0	2.0	4.1	6.2	9.3	11.9	26.2	52.8	79.4	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
1000	0.0	2.6	5.2	7.6	9.8	11.6	15.6	19.0	23.5	39.6	82.6	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
1200	0.0	3.5	6.5	8.5	10.4	12.2	14.5	15.7	16.8	16.8	21.4	33.5	74.9	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
1400	0.0	4.5	7.2	9.1	11.0	13.3	15.0	15.8	16.6	17.4	17.8	24.7	27.0	34.2	57.4	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
1600	0.0	6.0	8.1	10.1	12.2	14.8	16.1	16.8	17.4	18.4	19.4	22.3	23.2	46.6	56.1	65.7	84.8	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
1800	0.0	6.7	8.8	10.9	13.4	15.7	16.8	17.4	18.2	19.8	20.5	22.9	23.6	31.7	41.3	50.9	70.2	89.4	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0		
2000	0.0	7.3	9.5	11.8	14.3	16.4	17.4	18.1	19.4	20.6	21.2	23.1	23.8	27.5	28.7	30.9	47.0	63.1	79.2	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
2400	0.0	8.5	11.0	13.5	15.9	17.8	19.3	20.1	20.8	21.6	22.0	23.2	23.5	26.1	27.1	28.1	32.5	47.5	62.6	86.6	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
2800	0.0	9.3	12.4	14.9	17.5	20.0	21.4	22.1	22.7	23.4	23.7	25.7	26.3	28.3	29.0	29.7	32.6	35.6	39.4	45.4	45.4	60.4	81.9	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
3200	0.0	10.4	13.7	16.4	19.2	21.7	23.0	23.6	24.6	25.7	26.3	27.9	28.5	30.5	31.6	32.8	35.0	37.9	41.1	46.3	46.3	59.7	72.3	97.2	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
3600	0.0	12.1	15.0	17.8	20.7	23.1	24.5	25.4	26.3	27.2	27.7	29.0	29.5	31.7	32.5	33.3	34.8	36.6	38.7	44.1	44.1	56.7	63.7	77.8	97.3	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
4000	0.0	13.3	16.3	19.2	22.1	24.6	26.2	26.9	27.7	28.5	28.9	30.3	30.9	32.8	33.5	34.1	35.4	37.2	39.2	39.2	43.9	49.3	52.3	58.2	91.7	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
4400	0.0	14.1	17.4	20.3	23.2	25.8	27.1	27.7	28.4	29.1	29.4	30.8	31.4	33.1	33.6	34.2	35.3	36.9	38.8	41.8	41.8	44.6	46.1	56.3	81.7	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
4800	0.0	15.4	18.7	21.6	24.7	27.3	28.6	29.2	29.9	31.0	31.6	33.2	33.8	35.4	36.2	37.1	38.9	40.7	43.4	50.9	50.9	58.4	66.5	85.6	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
5200	0.0	16.3	19.9	23.0	26.2	28.8	30.3	31.3	32.4	33.4	33.9	35.5	36.2	38.5	39.3	40.0	41.6	44.4	47.4	58.4	58.4	73.9	83.7	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
5600	0.0	18.0	21.2	24.5	27.8	30.8	32.9	33.9	35.0	36.2	36.9	39.2	39.9	42.6	44.0	45.3	48.5	54.6	54.6	62.9	92.7	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
6000	0.0	19.2	22.7	26.1	29.6	33.6	35.7	37.3	38.9	40.5	41.3	44.9	46.2	52.9	55.7	58.5	76.9	98.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
6400	0.0	20.6	24.3	28.0	32.4	36.8	40.2	42.1	44.5	46.9	48.8	56.7	59.3	95.3	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
6800	0.0	22.2	26.2	30.2	35.1	41.8	46.5	50.1	55.1	62.6	77.1	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
7200	0.0	24.2	28.3	32.9	39.7	49.0	58.3	66.1	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	
		Target Throttle Plate Opening Angle (%)																													

Figura 7.9 Tabla de búsqueda de posicionamiento del ángulo de apertura del cuerpo de aceleración ante el Torque demandado [5].

Capítulo 7. Análisis de resultados

En las respuestas de las figuras 7.9, 7.10 y 7.11 se puede observar que el error máximo en estado transitorio es del 11 %, y tiene un tiempo de retraso similar al del controlador sin las tablas de búsqueda implementadas.

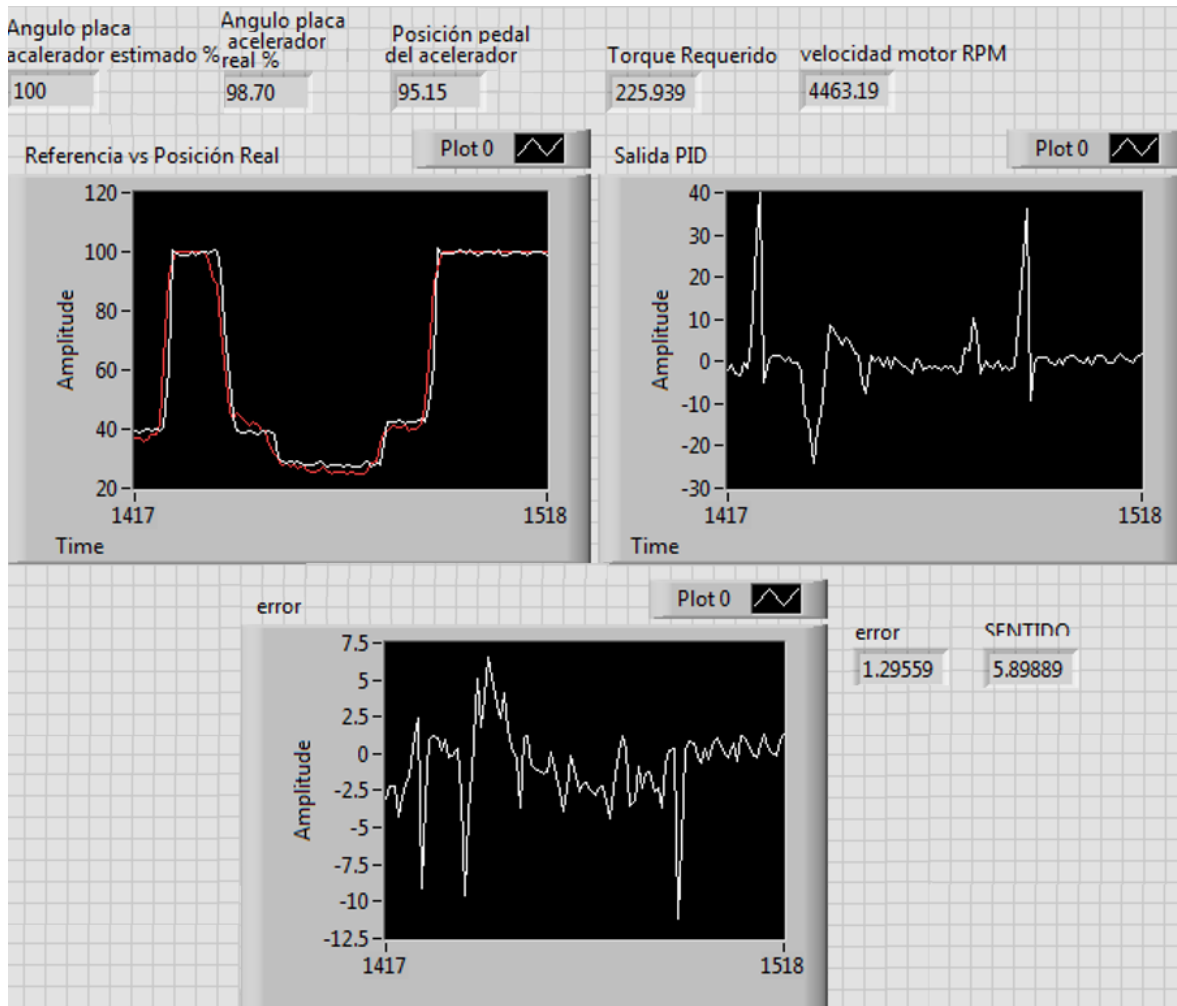


Figura 7.10 Respuesta del controlador ante diferentes entradas, prueba 1.

Capítulo 7. Análisis de resultados

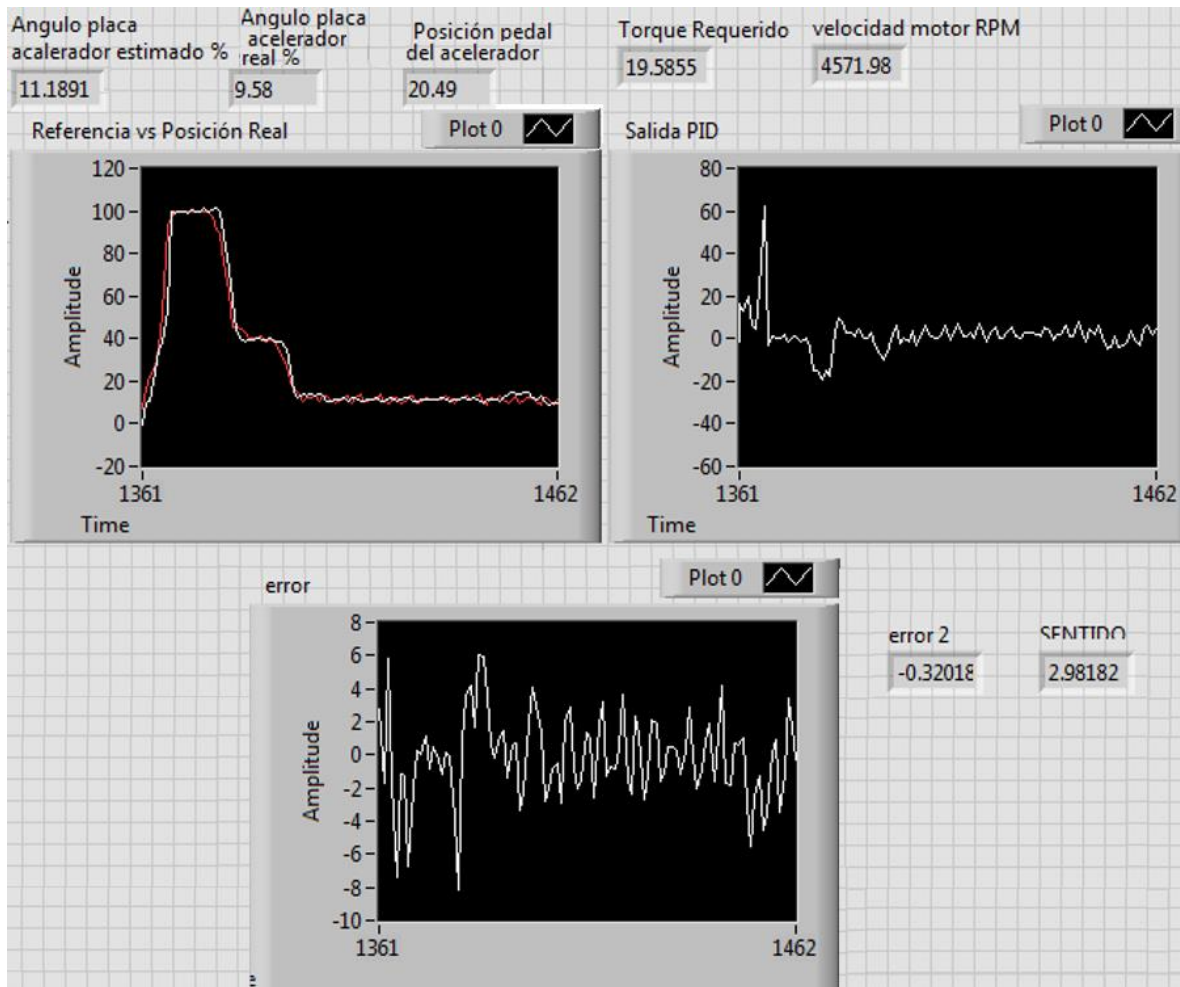
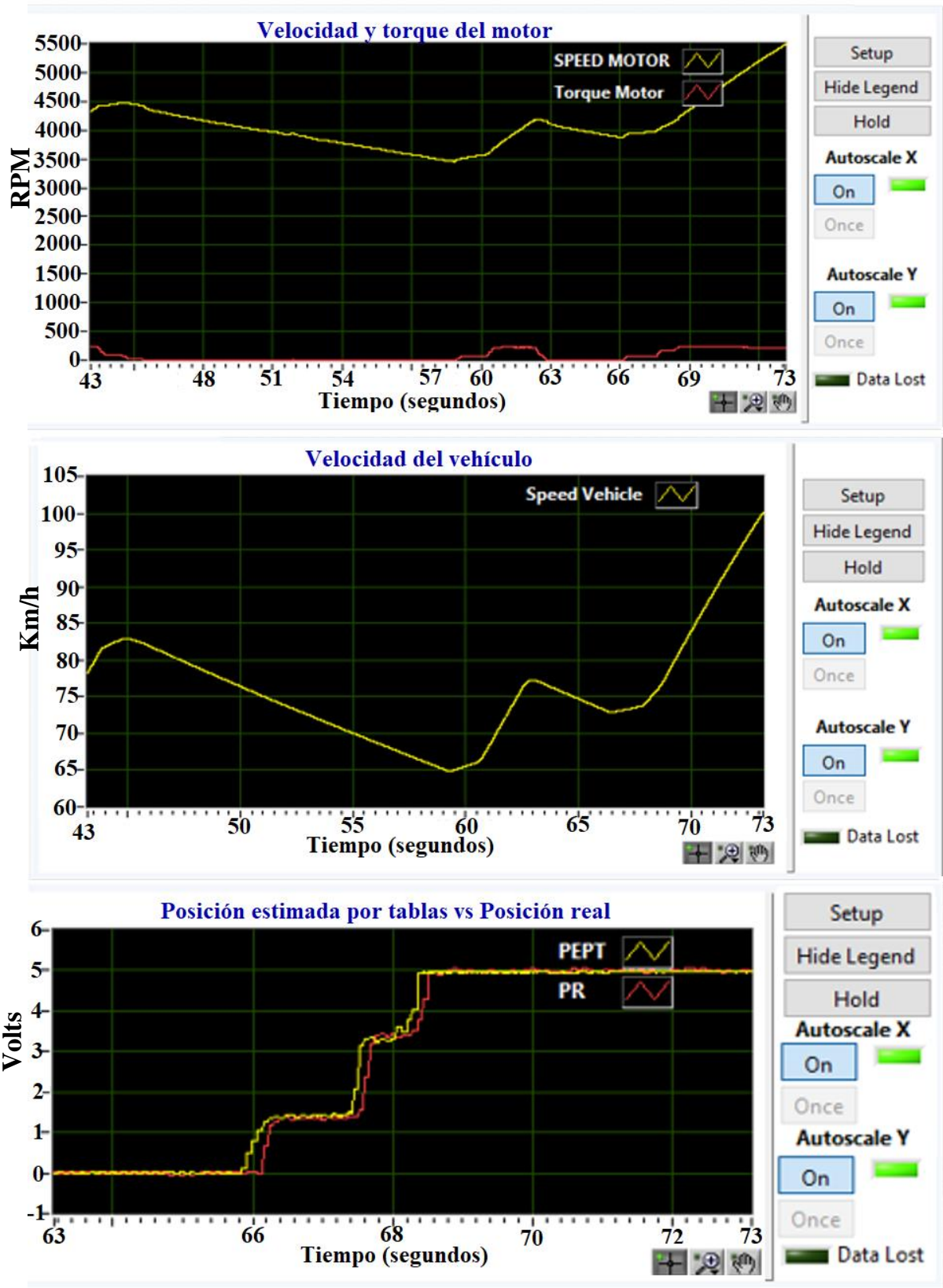


Figura 7.11 Respuesta del controlador ante diferentes entradas, prueba 2.

En la interfaz de usuario de VeriStand (figura 7.12) se visualizó la respuesta del sistema modelado, así como del controlador, para esto se añade la lectura de tres señales analógicas con valores que van de 0 a 5 volts provenientes del controlador que indican la posición del pedal del acelerador (PPA), Posición estimada por tablas (PEPT) y la posición real (PR) del ángulo de la placa del cuerpo de aceleración electrónico, las tres dadas en porcentaje.

Capítulo 7. Análisis de resultados



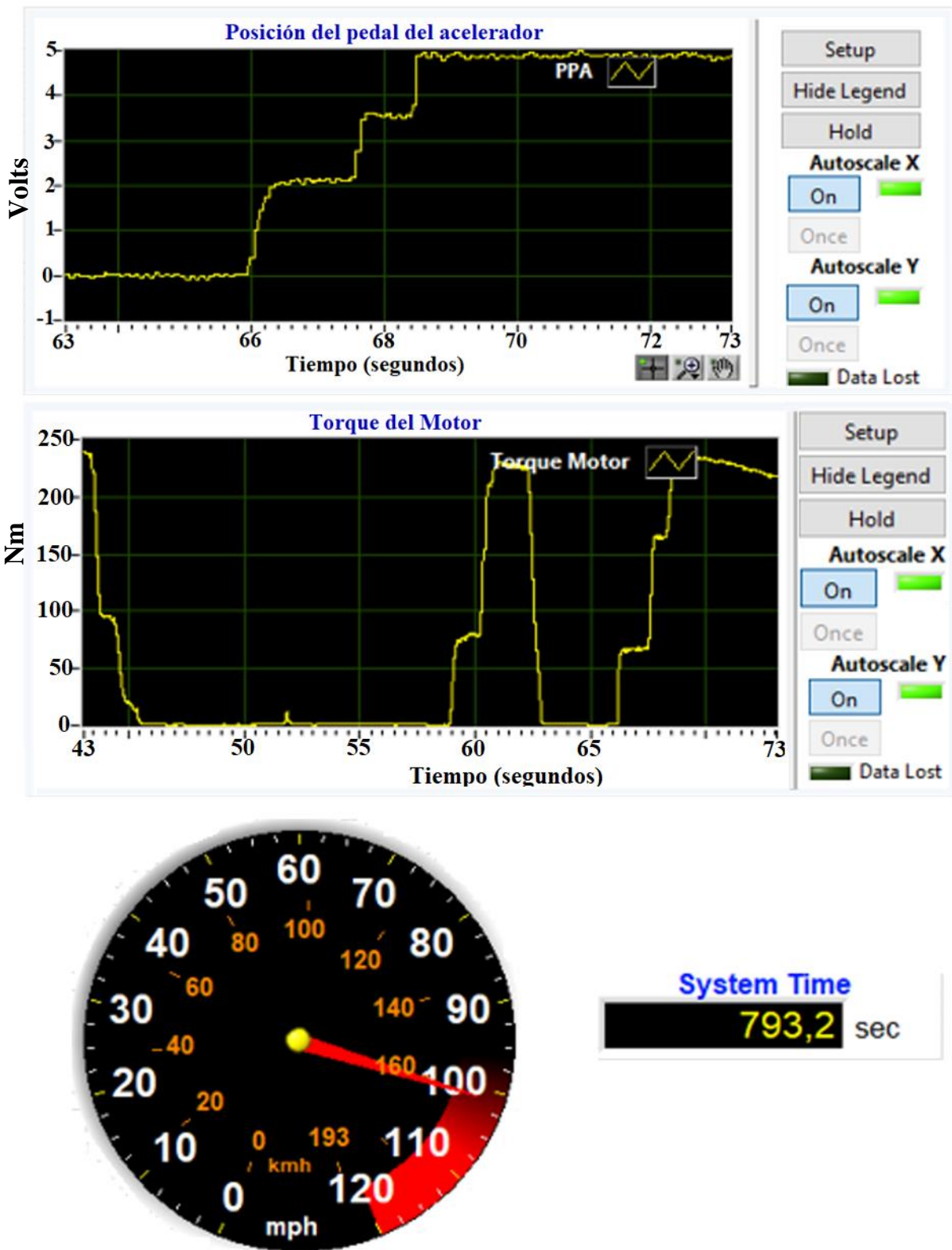


Figura 7.12 Respuestas de las señales del controlador y del modelo simulado visualizado en la interfaz del sistema HIL.

Capítulo 7. Análisis de resultados

En la figura 7.12 se puede visualizar la velocidad del vehículo ante una entrada de apertura de la placa del cuerpo de aceleración dada, es este caso la señal de entrada del modelo corresponde a la posición real del cuerpo de aceleración electrónico, comparando las gráficas de “Posición estimada por tablas vs Posición real” y “Posición del pedal del acelerador” se observa que el control reduce en un porcentaje la apertura de la placa del cuerpo de aceleración con respecto al porcentaje de apertura deseado por el conductor, sin embargo cuando el pedal del acelerador demanda el 100 % de apertura de la placa, este valor si se observa en la apertura de la placa del cuerpo de aceleración.

El control realiza una correcta estimación del porcentaje de apertura de la placa del cuerpo de aceleración con las tablas de búsqueda, esto se puede observar en la figura 7.12, por ejemplo, en el segundo 66.4, la posición del pedal del acelerador demanda el 40% de la apertura de la placa del cuerpo de aceleración a una velocidad del motor de 4000 rpm, en base a la figura 7.8 esto corresponde a un valor de par demandado de 138.3 Nm aproximadamente, lo cual a la misma velocidad angular del motor corresponde al 27% de apertura de la placa del cuerpo de aceleración aproximadamente basándose en la figura 7.9, esto es visible en la gráfica de la posición real de la placa del cuerpo de aceleración.

CAPITULO 8

Conclusiones y Trabajo Futuro

En base a los resultados obtenidos, el control del cuerpo de aceleración electrónico implementado en este trabajo logra el seguimiento ante la entrada de referencia con un error máximo del 11% en estado transitorio con un tiempo de retraso de 0.35 segundos, este retraso es ocasionado principalmente por el resorte de retorno a la posición *Limp-home*, ya que para abrir y cerrar completamente la placa del cuerpo de aceleración el motor de corriente continua del cuerpo de aceleración tiene que producir el torque para lograr mover la placa del cuerpo de aceleración.

El control de aceleración electrónico fue realizado en base a los parámetros del cuerpo de aceleración utilizado en este trabajo, así como en los efectos ocasionados por el resorte de retorno y la fricción.

El control realizado en este trabajo logra el correcto posicionamiento del ángulo del cuerpo de aceleración electrónico tomando en cuenta la posición del pedal del acelerador dada por el conductor y la velocidad angular del motor del vehículo, esto se logra mediante las tablas de búsqueda ingresadas en el controlador, si bien las tablas de búsqueda ingresadas en esta ocasión fueron tomadas de la información disponible de un vehículo comercial estas pueden ser modificadas y el control puede ser adaptado a otros sistemas, ya que basándose en la documentación técnica el par motor se utiliza como la principal interfaz entre el Sistema de Gestión del motor y otras funcionalidades de control dentro del vehículo, como lo son el control de tracción, control crucero, etc.

La simulación del modelo del motor de combustión interna acoplado a la dinámica del vehículo en la plataforma HIL fue de gran utilidad para el funcionamiento del control de aceleración electrónico basado en el par motor, este fue simulado a un tiempo de paso fijo de 1 milisegundo, ya que con este tiempo se logró una correcta ejecución en el Hardware de destino PXI-1042; si bien en esta ocasión no se cuenta con una planta real para determinar una constante de tiempo a ejecutar, este tiempo se encuentra

Capítulo 8. Conclusiones y trabajos futuros

dentro de los tiempo típicos utilizados en la simulación Hardware in the Loop según la documentación encontrada[15].

8.1 Trabajos Futuros

Si bien el controlador logra el posicionamiento de la placa del cuerpo de aceleración electrónico ante una señal de referencia dada, este sistema de control puede ser mejorado debido al tiempo de retraso que presenta, se pueden emplear distintas técnicas de control a la presentada en este trabajo para mejorar el tiempo de respuesta.

Con este sistema se tiene el primer paso para poder realizar más trabajos en torno al Sistema de Gestión del motor y que este pueda interactuar con otros sistemas de control dentro del vehículo.

Para poder hacer un Sistema de Gestión del motor, se puede desarrollar un modelo más completo del motor de combustión interna, esto sería tomando en cuenta las emisiones que este produce, así como también el sistema de inyección del motor, cabe señalar que para este tipo de modelos más completos es necesario un tamaño de paso de integración más pequeño, típicamente de 500 μ s o más pequeños[15].

Es posible realizar el control de otros sistemas del vehículo que tengan interacción con el sistema de gestión del motor y el control de aceleración electrónico basado en par como lo son el sistema de control de tracción, control crucero, etc. Estos controles también pueden emplear el sistema de pruebas HIL, para el desarrollo de modelos.

Bibliografía

- [1] S. Denis Ashok and C. Ramesh Kumar, “Trends and future perspectives of electronic throttle control system in a spark ignition engine,” *Annu. Rev. Control*, vol. 44, pp. 97–115, Jan. 2017.
- [2] S. A. Zulkifli, V. S. Asirvadam, N. Saad, A. R. A. Aziz, and A. A. M. Mohideen, “Implementation of electronic throttle-by-wire for a hybrid electric vehicle using National Instruments’ CompactRIO and LabVIEW Real-Time,” *2014 5th Int. Conf. Intell. Adv. Syst. Technol. Conver. Sustain. Futur. ICIAS 2014 - Proc.*, no. June, 2014.
- [3] B. Ashok, S. Denis Ashok, and C. Ramesh Kumar, “An integrated pedal follower and torque based approach for electronic throttle control in a motorcycle engine,” *Eng. J.*, vol. 21, no. 1, pp. 63–80, 2017.
- [4] M. Bevacqua, “Signs Your Throttle Body Is Going Bad, and What to Do,” 2018. [Online]. Available: <https://repairpal.com/throttle-body>. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [5] R. A. Belt, “Further Details on an Electronic Mechanism for Sudden Unintended Acceleration by,” no. January, pp. 1–14, 2014.
- [6] National Instruments, “¿Qué es Hardware-in-the-Loop?,” 2019. [Online]. Available: <http://www.ni.com/es-mx/innovations/white-papers/17/what-is-hardware-in-the-loop-.html>. [Accessed: 20-Jun-2019].
- [7] G. Ardul, S. Petrous, and D. Ieuan, *Modelling and Controlling Hydropower Plants*, vol. 66. Londres: Springer, 2012.
- [8] National Instruments, “Hardware-in-the-Loop (HIL) Test System Architectures,” 2019. [Online]. Available: <http://www.ni.com/es-mx/innovations/white-papers/09/hardware-in-the-loop--hil--test-system-architectures.html>. [Accessed: 20-Jun-2019].
- [9] M. Bombón, “Estudio comparativo de métodos de compensación de fricción en servomecanismos,” Escuela Politécnica Nacional, 1999.
- [10] Ashok.B, “Development And Validation Of An Improved Position Control Strategy For An Electronic Throttle Body,” Vellore, 2017.
- [11] A. Thomasson and L. Eriksson, “Model-Based Throttle Control using Static Compensators and Pole Placement,” *Oil Gas Sci. Technol. – Rev.*

Bibliografía

- d'IFP Energies Nouv.*, vol. 66, no. 4, pp. 717–727, 2011.
- [12] R. A. Belt, “Comparison of Two Electronic Theories of Sudden Acceleration by,” pp. 1–18, 2014.
- [13] D. Meganeboy, “Inyeccion directa de gasolina -,” 2014. [Online]. Available: http://www.aficionadosalamecanica.net/inyeccion_directa3.htm?fbclid=IwAR0zPDCtPBanH81SfFtx6MXn8bda99JN9rsvNZkIEcf5hE7yAI-ikGrj0Sg. [Accessed: 04-Nov-2019].
- [14] Volkswagen, *Acelerador electrónico Diseño y funcionamiento*. 2018.
- [15] P. Wältermann, “Hardware-in-the-loop: The technology for testing electronic controls in automotive engineering,” *6th Paderborn Work. Des. Mechatron. Syst.*, vol. 1, no. 248, pp. 1–20, 2009.
- [16] T. Neubert and M. Tatar, “Hydrive Expands Hardware-in-the-Loop Test Coverage With TestWeaver and NI VeriStand,” *National Instruments*, 2018. [Online]. Available: <http://sine.ni.com/cs/app/doc/p/id/cs-14716>. [Accessed: 02-Nov-2019].
- [17] Bosch GmbH, “Electronic Throttle Body,” *Bosch Mot. / Electron. Throttle Body*, no. 0, p. 3, 2019.
- [18] STMicroelectronics, “VNH2SP30-E Automotive fully integrated H-bridge motor driver,” no. January, pp. 1–35, 2017.
- [19] Hella, “Accelerator pedal position sensor,” *Hella KGaA*, no. 12, p. 4, 2002.
- [20] M. Rahal, “Innovative circuits to detect faults in accelerator pedal sensor wires in modern vehicles,” *2013 25th Int. Conf. Microelectron. ICM 2013*, vol. 2020, no. December 2013, pp. 3–7, 2013.
- [21] N. Instruments, “NI cRIO-9012/9014,” 2016.
- [22] National Instruments, “cRIO-9014 - National Instruments.” [Online]. Available: https://www.ni.com/es-mx/support/model.crio-9014.html?fbclid=IwAR2jFpTZcDg7fkXtc9dOWOpMlz1o_Su-e4XFvQbGXEEYmkBC3b8RchUD0XE. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [23] National Instruments, “NI 9215,” 2012.
- [24] National Instruments, “NI-9215 - National Instruments.” [Online]. Available: <https://www.ni.com/es-mx/support/model.ni->

Bibliografía

- 9215.html?fbclid=IwAR33h6-37KsaV-VSmz5171o_rkSQwTeyX4yHQu3dO13b4j54FhiqpNw3Y7I. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [25] National Instruments, “NI-9401 - National Instruments,” 2015. [Online]. Available: https://www.ni.com/es-mx/support/model.ni-9401.html?fbclid=IwAR2imi5_NBPB1-jguuaBLdbtaIOQgsWStRh3orPSiBFWJey6ryZ3x9HBHU. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [26] National Instruments, “Ni 9401,” p. 20, 2015.
- [27] National Instruments, “Qué es PXI,” 2011. [Online]. Available: <http://www.ni.com/tutorial/4811/es/>.
- [28] National Instruments, “PXI-1042 - National Instruments.” [Online]. Available: <http://www.ni.com/es-mx/support/model.pxi-1042.html>. [Accessed: 02-Apr-2019].
- [29] National Instruments, “PXI-8101 - National Instruments.” [Online]. Available: <http://www.ni.com/es-mx/support/model.pxi-8101.html>. [Accessed: 02-Apr-2019].
- [30] National Instruments, “NI R Series Multifunction RIO User Manual,” in *Multifunction RIO*, 2009, pp. 2–4.
- [31] National Instruments, “NI R Series Multifunction RIO Integrated Analog and Digital I / O with FPGA Technology,” 2011.
- [32] Instruments National, “¿Qué es LabVIEW?,” 2018. [Online]. Available: https://www.ni.com/es-mx/shop/labview.html?fbclid=IwAR1KIXS63RjkAKxbcz2P8EUB6J38MqY7iwwz7H_-L3AZjafaFNbqWoVmK7vs. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [33] A. RUIZ, “Sistema autónomo para la adquisición de variables analógicas basado en CRIO 9012 y con comunicación Ethernet,” UNAM, 2014.
- [34] National Instruments, “Using NI VeriStand with Other Software Environments to Create Real-Time Test Applications,” 2019. [Online]. Available: https://www.ni.com/es-mx/innovations/white-papers/09/using-ni-veristand-with-other-software-environments-to-create-re.html?fbclid=IwAR36sYqJjaxm99jFOYFmlv_vqmW_PXPBwXf_L4h1DzS5Iid03mEIIAV54Ww. [Accessed: 30-Oct-2019].

Bibliografía

- [35] J. Ahmad, *Core concepts in MATLAB Programming*. lulu.com, 2017.
- [36] MathWorks, “MATLAB & Simulink,” 2019. [Online]. Available: <https://la.mathworks.com/company/aboutus.html?fbclid=IwAR0t302ksWLxgsJua1pJCzoVdyiMj1vseZor4gkZ7-XIdOTPN2zcIHhxPvI>. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [37] MathWorks, “Simscape - MATLAB y Simulink,” 2017. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/simscape.html?fbclid=IwAR38t36sadSw5xfa4yLcJdI7h2UAm6lFKuUr-1dy5ONVM0NWrrcGzqNIJFk>. [Accessed: 30-Oct-2019].
- [38] R. N. K. Loh, W. Thanom, J. S. Pyko, and A. Lee, “Electronic Throttle Control System: Modeling, Identification and Model-Based Control Designs,” *Engineering*, vol. 05, no. 07, pp. 587–600, 2013.
- [39] Q. Ma, L. Shao, and S. Yurkovich, “Diagnostics for automotive electronic throttle body systems,” in *Proceedings of the American Control Conference*, 2005, vol. 7, pp. 5041–5045.
- [40] F. Jiménez, “Colaboración de aeronaves no tripuladas para búsqueda de personas en zonas no urbana,” 2017.
- [41] Matlab, “Vehicle with Four-Wheel Drive,” 2019. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/phymod/sdl/examples/vehicle-with-four-wheel-drive.html>. [Accessed: 20-Jun-2019].
- [42] S. Oman, “Dynamic characteristics of vehicles,” Liubliana, 2018.
- [43] S. Boris, “Basics of Vehicle Dynamics,” 2017, p. 77.
- [44] P. Shakouri, A. Ordys, M. Askari, and D. S. Laila, “Longitudinal vehicle dynamics using Simulink/Matlab,” in *IET Seminar Digest*, 2010, no. 4, pp. 955–960.
- [45] F. Quirino Morales, M. A. Gerardo, B. Graniel Garcia, and E. Peralta Sanchez, “Simulación Hardware in the Loop del control de velocidad de un vehículo eléctrico con motores de imán permanente,” *Pist. Educ.*, no. 120, p. 19, 2016.
- [46] M. Rylee, “Low-Cost Bidirectional Brushed DC Motor Control Using the PIC16F684,” *Microchip Technol. Inc.*, pp. 1–18, 2003.
- [47] M. Deorsola and P. Morcelle del Valle, *Circuitos eléctricos Parte I*. 2017.

Bibliografia

- [48] S. Spännare, “Some Power PWM Drivers For Electric DC Motors,” 2002. [Online]. Available: <https://www.picotech.com/library/application-note/some-power-pwm-drivers-for-electric-dc-motors>. [Accessed: 22-Nov-2019].
- [49] Kampala Motors, “Tecnología Motor SUBARU,” 2019. [Online]. Available: https://www.kampalamotors.com/outback-technology?fbclid=IwAR18MLbm_ZEMTNZj0CJrV4IDOqsy0Blz4K-fGRLG1fBspgLWKb6FvcNtJ4. [Accessed: 04-Nov-2019].

Apéndice A Lectura de Resistencia e Inductancia del Motor CC

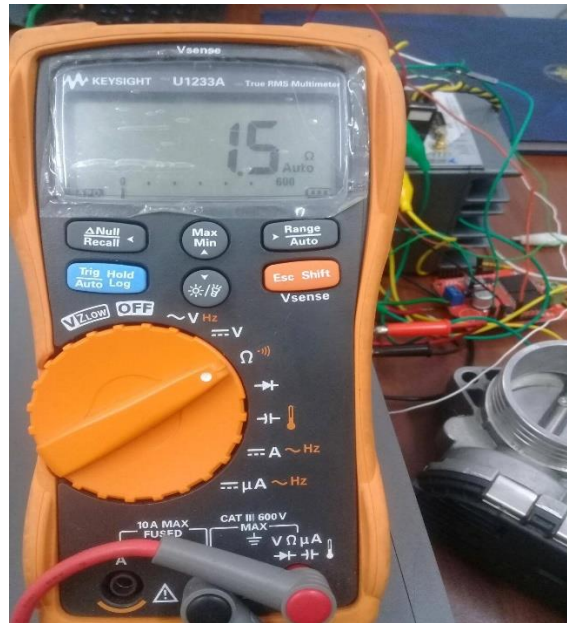
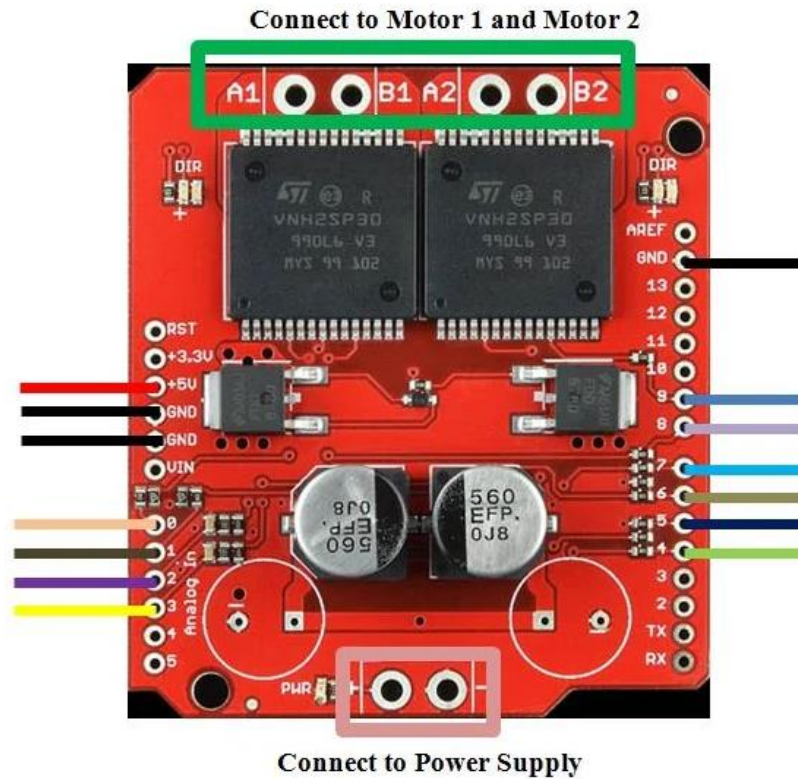


Figura A.1 Lectura de la Resistencia del Motor de CC del ETB.



Figura A.2 Lectura de la Inductancia del Motor de CC del ETB.

Apéndice B Configuración de Pines de Puente H VNH2SP30



Pin	Color	Descripción
VCC		Alimentación 5 V
GND		Tierra
A0		Habilita Motor 1
A1		Habilita Motor 2
A2		Sensor de Corriente M1
A3		Sensor de corriente M2
D7		Giro A Motor 1
D8		Giro B Motor 1
D4		Giro A Motor 2
D9		Giro B Motor 2
D5		PWM Motor 1
D6		PWM Motor 2

Figura B.1 Función de pines del puente H VNH2SP30.

Apéndice C Código de LabVIEW para el control de aceleración electrónico

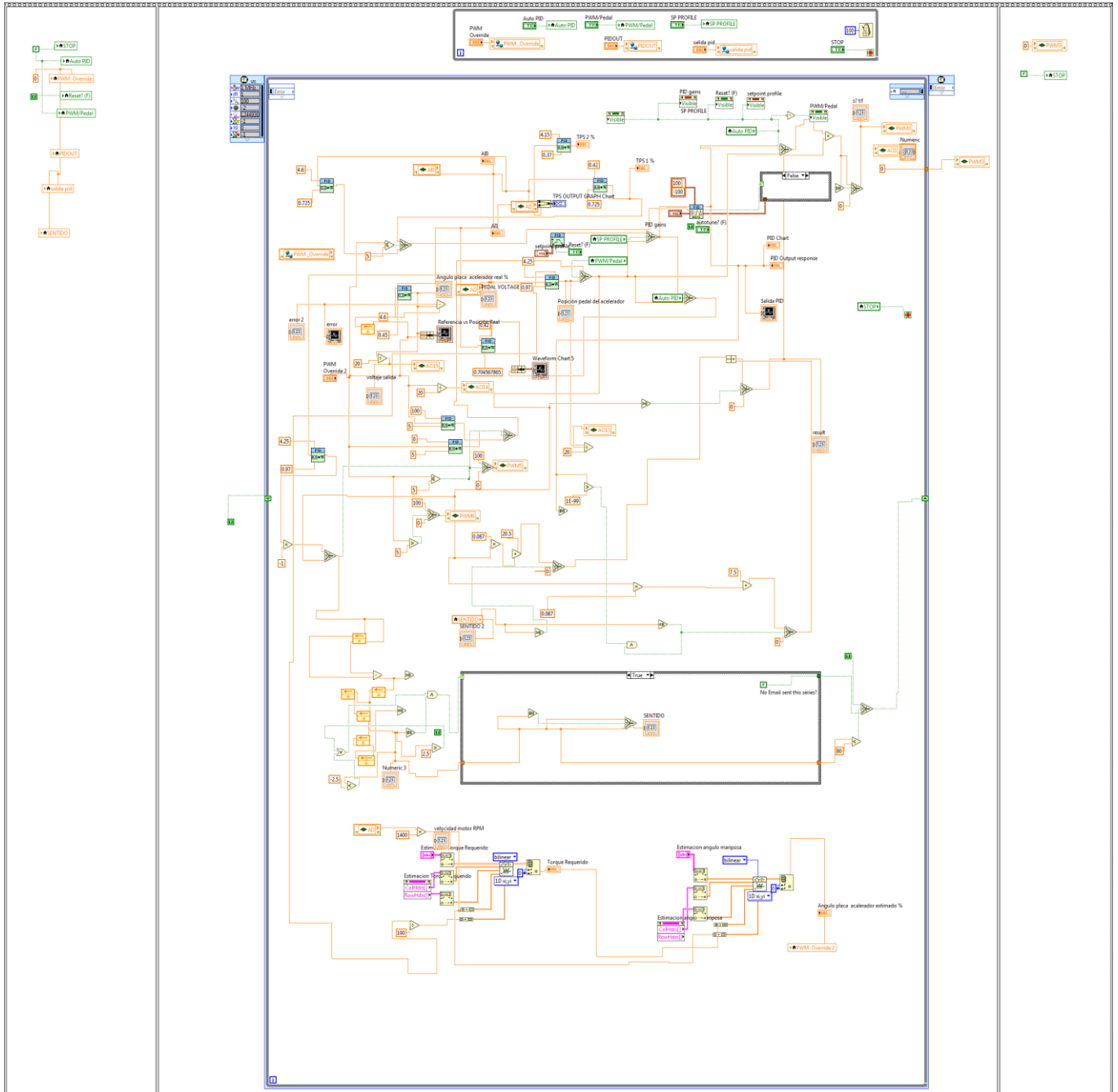


Figura C.1 Código de LabVIEW para el ETC.

Apéndice D Configuración del Modelo en VeriStand

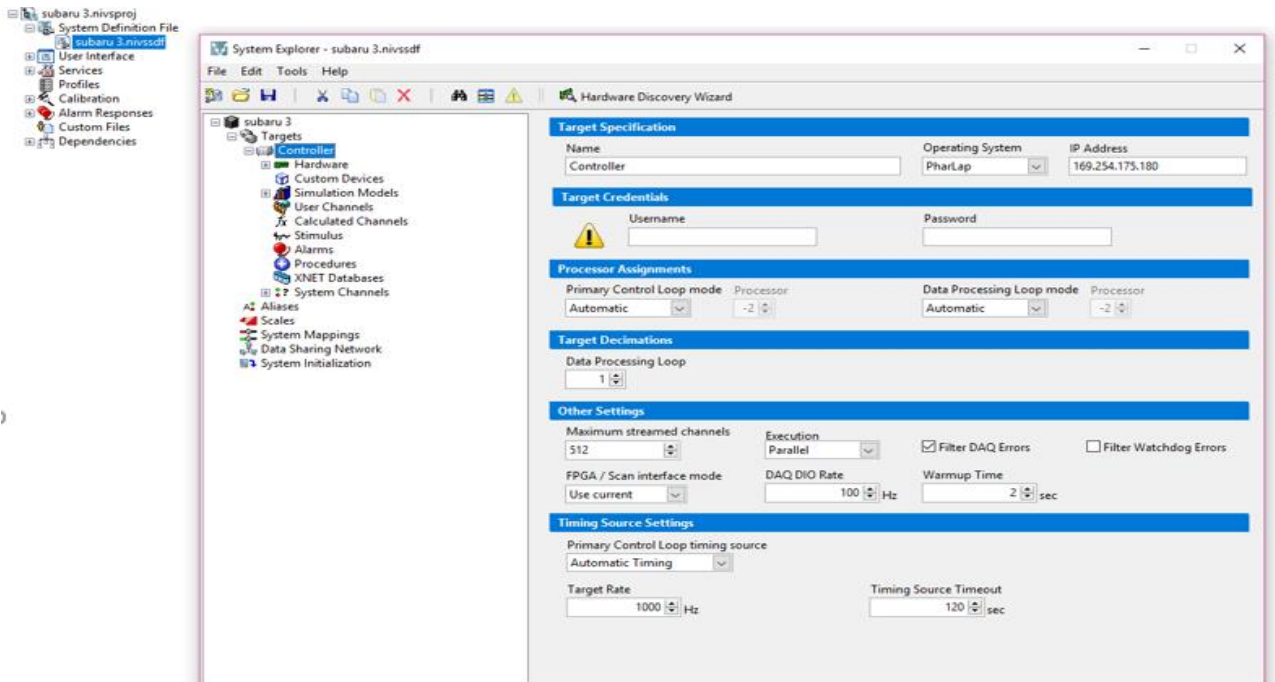


Figura D.1 Configuración del Hardware de Destino PXI-1042.

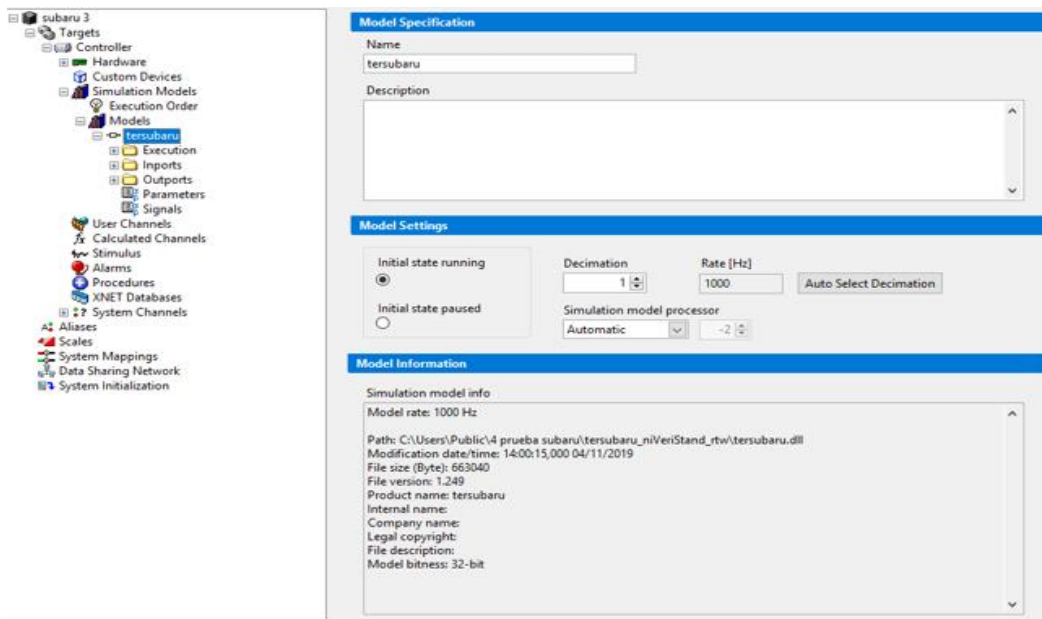


Figura D.2 Configuración de la Tasa de ejecución del modelo en VeriStand.

Apéndice E Datos del cuerpo de aceleración electrónico utilizado en este trabajo.

Bosch Motorsport | Electronic Throttle Body

Electronic Throttle Body

www.bosch-motorsport.com



The throttle body is designed to control the fresh air of spark ignition engines in combination with an electronic throttle control system. ETB applications with flex-fuel, CNG and LPG are permissible if injected in the air flow after the throttle body. A typical ETC system includes the following components: electronic throttle body, accelerator pedal module and electronic control unit. You will find the available bore diameters in the variations table.

Application	
Temperature range	-40 to 140°C
Max. vibration	50 to 250 m/s ² at 50 Hz to 2 kHz

Technical Specifications	
Mechanical Data	
Available bore diameters	32 mm 40 mm 46 mm 50 mm 52 mm 54 mm 60 mm 68 mm 82 mm

- ▶ Many bore diameters available
- ▶ Throttle position sensor is redundant
- ▶ For flex-fuel, CNG, LPG
- ▶ Idle default position

Electrical Data	
Supply voltage	6 to 16 V
Supply voltage sensor	5 ± 0.2 V
Max. allowed generator current	<10.0 A

Characteristic	
Output signal I	0 to 5 V for 0 to 90°
Output signal II	5 to 0 V for 0 to 90°

Connectors and Wires	
Various motorsport and automotive connectors are available on request.	
Please specify the required wire length with your order.	

Installation Notes	
The ETB can be connected directly to control units with ETC functionality.	
Please find further application hints in the offer drawing at our homepage.	

Figura E.1 Medidas disponibles de modelos de ETB Bosch-DV y características de voltajes de alimentación.



A) Bosch 0280750085

Peugeot 307/Citroen C3,C4	Pin	Func.	Pin	Func.
	1	Coil+	4	TPS2
	2	Coil-	5	5V
	3	GND	6	TPS1

Figura E.2 Configuración de conectores del cuerpo de aceleración electrónico utilizado en este trabajo, así como los modelos de automóviles en los que es utilizado.