

MODELADO Y CONTROL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA



JHONATAN ANDRÉS GARCÍA ALBARRACÍN
MANUEL ALONSO OLARTE RUEDA



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍAS ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y DE
TELECOMUNICACIONES
BUCARAMANGA

2015

MODELADO Y CONTROL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

**JHONATAN ANDRÉS GARCÍA ALBARRACÍN
MANUEL ALONSO OLARTE RUEDA**

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de
INGENIERO ELECTRÓNICO

Director
RICARDO ALZATE CASTAÑO, PhD

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍAS ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y DE
TELECOMUNICACIONES
BUCARAMANGA
2015**

Primero que todo a Dios que hace todo posible.

*A mi padre Alonso de Jesús Olarte Agudelo y mi madre Maria Cristina Rueda
Viancha,
los cuales gracias a su incondicional apoyo, paciencia y comprensión hicieron
parte de este gran logro.*

*A mi hermana Erika Tatiana Olarte Rueda que siempre fue un apoyo durante
esta etapa.*

*A mis compañeros que estuvieron a lo largo de todo este proceso e influenciaron
de cierta manera no solo en la formación educativa, sino en el crecimiento
personal.*

*Y por último, pero no menos importante, a la Universidad Industrial de Santander
y a todos y cada uno de los mentores de los que fui alumno, por la enseñanza,
comprensión e interés prestado en mi formación, y las
oportunidades brindadas.*

...Manuel Alonso Olarte Rueda

A mis Padres, José y Lilia quienes con su esfuerzo y dedicación hicieron posible este sueño.

A mi princesa por su dedicación, apoyo y amor incondicional en el transcurso de esta etapa.

A cada uno de mis mentores que aportaron y alimentaron mi persona.

A mis amigos y compañeros quienes de una u otra manera estuvieron conmigo siempre, sin cada una de las personas mencionadas no sería el tipo de hombre que soy hoy en día.

¡Soy de aquellos que aceptan gustosamente que se les refute, si no dicen la verdad, y de los que refutan con gusto a su interlocutor, si yerra!

...Jhonatan Andrés García Albarracín

AGRADECIMIENTOS

A nuestros padres y hermanos por su incondicional apoyo.

A nuestro director de proyecto, Ricardo Alzate por su respaldo, colaboración y principalmente por la confianza puesta en nosotros.

A Sergio Muñoz por su aporte en este trabajo.

A nuestros compañeros de carrera por su apoyo, por que de alguna manera cada uno hizo su aporte.

A la Universidad Industrial de Santander por permitir desarrollarnos como profesionales.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	
1. PLANTEAMIENTO Y DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	21
1.1 OBJETIVOS	21
1.1.1 Objetivo General	21
1.1.2 Objetivos Específicos	22
2. MODELO DE VALOR MEDIO	23
2.1 INTRODUCCIÓN	23
2.2 MODELO DE VALOR MEDIO (MVEM) PARA UN MCI	24
2.2.1 Subsistema de admisión de aire	24
2.2.2 Subsistema de inyección de combustible	29
2.2.3 Subsistema dinámico o cigüeñal	30
2.3 INTEGRACIÓN DE SUBSISTEMAS	32
3. IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS	34
3.1 MODELO DE REFERENCIA	34
3.2 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS DEL MODELO	35
3.3 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL SISTEMA	41
4. CONTROL PID	44
4.1 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA EN LAZO ABIERTO	44
4.2 AJUSTE DEL LAZO DE CONTROL	46
4.3 AJUSTE DEL CONTROLADOR PID	48
4.3.1 Método de oscilaciones amortiguadas	49
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	54

5.1 CONCLUSIONES	54
5.2 RECOMENDACIONES	55
5.3 TRABAJO FUTURO	56
6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	57
BIBLIOGRAFÍA	63

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Partes básicas del motor de combustión interna	17
Figura 2. Subsistemas de un motor de combustión interna para MVEM	25
Figura 3. Subsistema de admisión de aire	26
Figura 4. Inyección directa de combustible	30
Figura 5. Subsistema dinámico	31
Figura 6. Flujograma que ilustra la interacción de subsistemas en el modelo	33
Figura 7. Diagrama de bloques para modelo de referencia implementado en Simulink®	36
Figura 8. Ángulo de mariposa para simulación en sistema de referencia	38
Figura 9. Torque de carga para simulación en sistema de referencia	39
Figura 10. Respuesta de velocidad para simulación en sistema de referencia	39
Figura 11. Presión para colector de admisión en sistema de referencia	40
Figura 12. Diagrama de flujo que ilustra el algoritmo de identificación utilizado	42
Figura 13. Contraste para valores de entrada y salida en estado estacionario	43
Figura 14. Relación entrada-salida del sistema en estado estacionario	44
Figura 15. Velocidad ante perturbaciones de torque, en lazo abierto	45
Figura 16. Sistema de control en lazo cerrado con ajuste de rango	47
Figura 17. Velocidad ante perturbaciones de torque, en lazo cerrado con ganancia unitaria	48
Figura 18. Respuesta escalón para método de oscilaciones amortiguadas	50
Figura 19. Velocidad ante perturbaciones de torque, en lazo cerrado con acción de control PID	53

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Parámetros conocidos en el MVEM	40
Tabla 2. Parámetros desconocidos e identificados en el MVEM	41
Tabla 3. Parámetros calculados para controlador PID	52

RESUMEN

TÍTULO: MODELADO Y CONTROL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA*.

AUTORES: JHONATAN ANDRÉS GARCÍA ALBARRACÍN, MANUEL ALONSO OLARTE RUEDA**.

PALABRAS CLAVE: Control PID, Identificación de parámetros, Motor de combustión interna, Modelo de valor medio.

DESCRIPCIÓN:

El presente proyecto de grado aborda el modelado y control de un motor de combustión interna. Empleando el modelo de valor medio de Hendricks desarrollado en 1991, donde modela un motor de combustión interna de cuatro tiempos. En este trabajo se realiza una descripción de las ecuaciones del modelo y se verifican las variables dinámicas del mismo. Posteriormente, se realiza una simulación numérica para determinar la evolución dinámica del sistema a lo largo del tiempo, caracterizando su comportamiento con respecto a un modelo de referencia reportado en la literatura. Uno de los resultados más importantes del trabajo es la determinación de los parámetros del modelo mediante una rutina de identificación basada en optimización no lineal sin restricciones. Luego, el sistema identificado y validado es caracterizado en rangos de operación, para proceder a implementar sobre el mismo un controlador PID, ajustado experimentalmente empleando el método de oscilaciones amortiguadas. Los resultados obtenidos permiten verificar la atenuación del efecto de perturbaciones de torque en el eje de rotación, a través de la acción PID, que permite mantener constante la velocidad del sistema en estado estacionario. Actividades complementarias incluyen análisis de la relación aire-combustible y la implementación de estrategias avanzadas de control sobre el modelo.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingenierías Eléctrica, Electrónica y de Telecomunicaciones. Director: Ricardo Alzate Castaño, PhD.

ABSTRACT

TITLE: MODELING AND CONTROL OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE*.

AUTHORS: JHONATAN ANDRÉS GARCÍA ALBARRACÍN, MANUEL ALONSO OLARTE RUEDA**.

KEY WORDS: Internal Combustion Engine, Mean Value Engine Model, Parameter Identification, PID Control.

DESCRIPTION:

In this work, modeling and control of an internal combustion engine is addressed. By taking as a base the mean-value-engine-model of Hendricks, the mathematical formulation for dynamics of the engine have been revised and analyzed from a physical point of view and by comparing with a reference model reported in the literature. Then, comparison of dynamical responses allowed to determine the parameters of the system by applying an identification procedure based on unconstrained nonlinear optimization. The parameters of the controller were tuned applying an experimental method know as of damped oscillations. Results show how the controlled system experiences an improvement in dynamical response, reaching faster steady-state conditions and mitigating effects of torque loads applied. Future work includes analysis of air-to-fuel ratio and non-conventional control techniques acting on the model.

* Degree work.

** Physico-mechanical Engineering Faculty. School of Electrical Engineering. Supervisor: Ricardo Alzate Castaño, PhD.

INTRODUCCIÓN

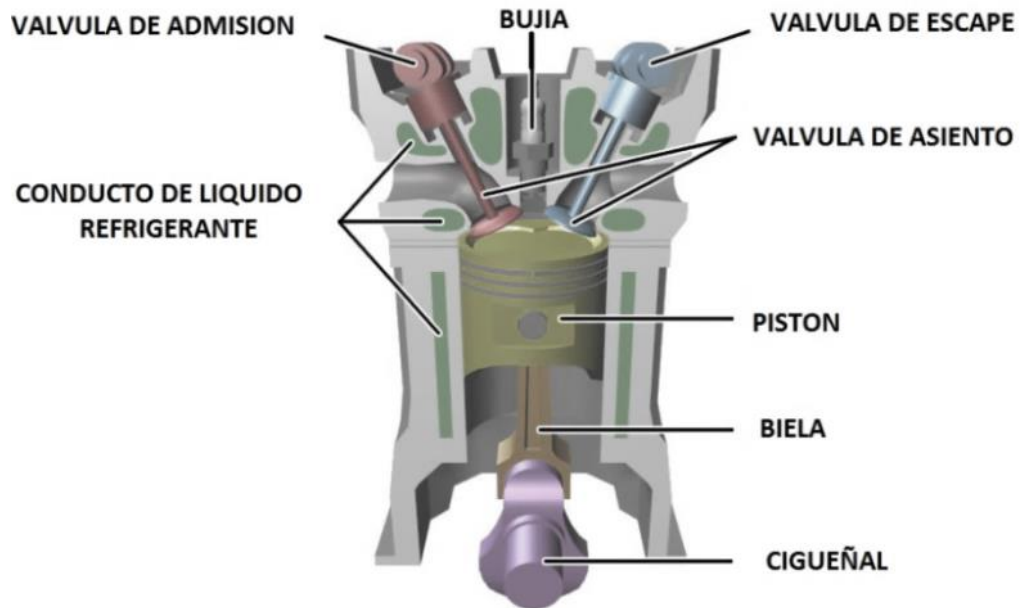
Desde 1816 cuando Wilhelm Schmidt, estableció las condiciones teóricas y los principios básicos para el funcionamiento de los motores de combustión interna hasta el día de hoy, esta máquina ha venido evolucionando a lo largo del tiempo, logrando una mejora a nivel energético, económico, ecológico y práctico. Posteriormente, en 1876 Nikolaus Otto [1] desarrolló el motor de encendido por chispa y en 1892, Rodolfo Diesel [1] inventó el motor de compresión. El motor de combustión interna nos brinda soporte en diversas aplicaciones cotidianas como la generación de electricidad, el uso en cortadoras de césped, automóviles, etc. La evolución de los motores a lo largo de la historia ha tenido tendencias de acuerdo a los requerimientos de la sociedad. A partir de la gran crisis del petróleo a comienzos de los 70, la industria automotriz centró su interés en la reducción del consumo de combustible, haciendo motores más pequeños y eficientes. Con la masificación del uso del automóvil apareció el problema de la contaminación atmosférica, que ha controlado en gran medida el desarrollo de los MCI en los últimos años.

Un motor de combustión interna (MCI) o endotérmico alternativo, es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de una cámara de combustión. Su nombre se debe a que dicha combustión se produce dentro de la máquina en sí misma, a diferencia de, por ejemplo, la máquina de vapor [2]. Los MCI se caracterizan por ser máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo, lo que significa que el fluido de trabajo está contenido dentro de un recinto delimitado por paredes móviles que, al desplazarse, modifican el volumen de la masa de fluido que evoluciona por el motor.

En el motor, el pistón se encuentra ubicado dentro del cilindro, cuyas paredes le restringen el movimiento lateral, permitiendo solamente un desplazamiento lineal alternativo entre el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI); a dicho desplazamiento se le denomina carrera. Tanto el movimiento del pistón como la presión ejercida por la energía liberada en el proceso de combustión son transmitidos por la biela al cigüeñal. Este último es un eje asegurado por los apoyos del bloque del motor, y con unas bases en las cuales se apoyan las bielas, que son los que permiten que el movimiento lineal del pistón transmitido por la biela se transforme en un movimiento circular del cigüeñal. Este movimiento circular debe estar sincronizado principalmente con el sistema de encendido (chispa o inyección) y con el sistema valvular, compuesto principalmente por el conjunto de válvulas de admisión y de escape, cuya función es la de servir de compuerta para permitir la entrada de mezcla y la salida de gases de escape.

Normalmente las válvulas de escape son aleadas con cromo con pequeñas adiciones de níquel, manganeso y nitrógeno, para incrementar la resistencia a la oxidación debido a las altas temperaturas a las que trabajan y al contacto corrosivo de los gases de escape [3]. La Figura 1 ilustra las partes más representativas de un MCI.

Figura 1. Partes básicas del motor de combustión interna



Fuente: [4]

Actualmente se conocen diferentes tipos de MCI cada uno de los cuales varía según su proceso de combustión, ciclo de trabajo, presión de admisión, tipo de refrigeración, sistema para introducir el combustible, sistema de control utilizado, número y disposición de cilindros, etc. Entre los tipos más comunes de operación se destacan el motor de explosión ciclo Otto [1], el motor diésel, la turbina de gas y el motor rotatorio. Estos a su vez, según su ciclo de trabajo se pueden encontrar en versiones de dos tiempos (2T) y cuatro tiempos (4T).

La utilización de los MCI presenta debilidades e inconvenientes, como pueden ser:

- La emisión de gases contaminantes, particularmente de dióxido de carbono, comparado especialmente con otros propulsores en algunas aplicaciones

específicas, como el motor eléctrico en pequeños vehículos. Esta debilidad puede desaparecer si se compara no solamente el resultado de la utilización del motor, sino la cadena completa de impactos producidos por todos los procesos necesarios desde el acopio de energía primaria hasta el uso final del motor.

- La limitación en la potencia máxima, que es crucial en aplicaciones de centrales eléctricas, donde el MCI no puede competir con las turbinas, tanto hidráulicas como térmicas.
- La potencia específica máxima (potencia por peso del motor) que es decisiva en aplicaciones de transporte a alta velocidad (aeronaves o buques rápidos), en las que el MCI ha sido desplazado por la turbina de gas.
- La dependencia del petróleo para obtener el combustible que se emplea mayoritariamente en transporte. Este factor ha potenciado la investigación para disminuir el consumo de combustible y para emplear combustibles alternativos no derivados del petróleo.

La solución al problema de reducción en las emisiones contaminantes, se aborda a partir del uso de gas de gasificación (GG) de biomasa [5]. Como combustible en motores de combustión interna, éste incrementa el potencial uso de biomasa como fuente renovable de energía, lo que conlleva importantes beneficios medioambientales, como la reducción de emisiones netas de dos de los principales gases causantes del efecto Invernadero: el dióxido de carbono (CO_2) y el metano (CH_4). El primero se devuelve a la atmósfera, de donde proviene a partir de fotosíntesis. Asimismo, se reducen las emisiones de metano debidas a la descomposición natural de residuos agrícolas tras su uso en la generación de GG. También aporta en el manejo y disposición de desechos, pues permite hacer uso de muchos desechos del sector agroindustrial, como es el caso del orujillo de aceituna, que causa fuertes impactos ambientales. El uso de GG de biomasa, no solo hace consideración en impacto ambiental, sino también tiene consideraciones de tipo económico, técnico y social. Esta alternativa es técnicamente más viable

en aplicaciones fijas del motor de combustión que en otras como por ejemplo, los sistemas de transporte. Algunas investigaciones relacionadas incluyen [6] donde pretende motivar una línea de investigación en base al uso de la tecnología de GG en los motores de combustión interna; [7] donde la gasificación de biomasa es usada para generar gases con bajo poder calorífico (LCV) a su vez implementados en un MCI; [8] donde se presenta un resumen de la tecnología de la gasificación y de las principales normas de diseño de los gasificadores de madera de tiro invertido, junto con alguna información sobre experiencias recientes de funcionamiento práctico y algunas evaluaciones económicas de esta técnica; [9] donde tratan tecnologías de GG y [10] donde la tecnología es usada a favor de la demanda cafetera.

En general, pueden destacarse los siguientes subsistemas dentro de la estructura de un MCI: la cámara de combustión, el sistema de suministro de combustible y aire, el sistema de movimiento de la distribución-apertura de válvulas y los sistemas de inyección de combustible y operación. A partir del entendimiento del principio físico de estos subsistemas, es posible generar modelos para un MCI. Existen modelos basados en predicción de fallas de funcionamiento [11], modelado desde el punto de vista energético [12] o modelo acústico de la línea de escape [13], en los cuales se hace una aproximación a variables representativas de los subsistemas en un motor de combustión interna. Entre los trabajos reportados en la literatura técnica asociada con el tema se destaca el artículo publicado por E. Hendricks [14] que propone el modelo de valor medio (MVEM) para motores de combustión, siendo uno de los más referenciados, analizados y estudiados debido a su simplicidad en comparación con otros modelos propuestos. A partir de este modelo se desarrollan trabajos complementarios adicionales como el propuesto por Chaing et al en [15] donde se realiza una validación experimental sobre dicho modelo y en [16] donde Fredriksson y Karlsson presentan una comparación de este con el denominado modelo de complejidad.

La definición de un modelo apropiado para el motor es fundamental al momento de buscar manipular su comportamiento dinámico empleando estrategias de control. Al respecto algunos resultados encontrados en la literatura incluyen: [17] donde se desarrolla un sistema de control para la variación de presión de vapor en una caldera, disminuyendo el consumo de combustible y los gases contaminantes hacia el medio ambiente; [18] donde se expone un modelo de tiempo real para el desempeño de un conjunto motor-freno, evaluando el comportamiento de su unidad de control; [19] realiza una gestión electrónica para variar los parámetros que gobiernan la inyección y el encendido en motores de ciclo Otto.

En Colombia, trabajos relacionados con el control y el modelado de motores incluyen: [20] se construye un Banco de Pruebas Automatizado para uso en modelación y control de un MCI (Universidad EAFIT de Medellín); en [6] se realiza un estado del arte del uso del gas de gasificación termoquímica de biomasa (GG) en MCI (Universidad de Los Andes de Bogotá D.C. en asocio con la Universidad Politécnica de Madrid en España); en [11] se propone un modelo de MCI para predicción de fallas de funcionamiento (Universidad Nacional de Colombia). Asimismo se destacan trabajos desarrollados por grupos de investigación en universidades como la del Valle (GICI - Grupo de Investigación en Control Industrial), la Corporación Universitaria Antonio José Camacho en Cali (GICAT - Grupo de Investigación en Control Automático) y las Unidades Tecnológicas de Santander (GICAV - Grupo de Investigación de Control Avanzado).

En la Universidad Industrial de Santander, trabajos afines con esta temática incluyen: [21] el cual se presenta un estudio de factibilidad para crear un centro de investigación en motores de combustión interna; también [22] que particulariza su estudio en motores Wankel.

1. PLANTEAMIENTO Y DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

De los antecedentes presentados, es claro que los MCI representan una alternativa importante en diferentes campos de aplicación, entre ellos los sistemas de generación eléctrica a partir de fuentes alternativas de energía. Pese a ello, no existe una motivación masiva para estudiar y explorar las posibilidades que ofrece un MCI como generador eléctrico, debido principalmente a las emisiones contaminantes presentes en las aplicaciones actuales y al alto costo derivado de versiones limpias como aquella a base de hidrógeno. El presente proyecto busca analizar al MCI desde un punto de vista matemático a partir de la obtención y uso de un modelo aproximado para su dinámica, en el camino hacia su incorporación como fuente alternativa bajo un esquema de control, no sólo de desempeño sino también de los factores ambientales que hacen crítico su uso.

Con base en lo anterior se plantean los siguientes interrogantes: ¿Qué aspectos deben considerarse para obtener el modelo matemático de un MCI? ¿Qué es el modelo de valor medio (MVEM) para un MCI? ¿Cuáles son las variables dinámicas que deben controlarse a partir del MVEM en un MCI? ¿Cómo aplicar control a un MCI? ¿Qué viabilidad práctica tienen dichas técnicas de control?

Con el desarrollo del presente proyecto de grado, se buscará dar respuestas a estos interrogantes a partir de la definición de los siguientes objetivos.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo General. Utilizar el modelo de valor medio (MVEM) para verificar una acción de control aplicada sobre un motor de combustión interna.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Utilizar el modelo de valor medio de un motor de combustión interna, para identificar las variables relevantes de su dinámica.
- Caracterizar el comportamiento dinámico del modelo del motor.
- Analizar el desempeño de una acción de control sobre el modelo.

2. MODELO DE VALOR MEDIO

El presente capítulo aborda la formulación de un modelo matemático apropiado para describir la dinámica de un motor de combustión interna. En particular, se estudia el modelo de valor medio (MVEM de su sigla en inglés *mean value engine model*) propuesto por Hendricks [14], como aproximación simple del comportamiento del sistema en estado estacionario.

2.1 INTRODUCCIÓN

Según Heywood [4], la modelización de motores de combustión interna continúa su etapa de desarrollo en la medida que seamos capaces de mejorar la comprensión de los fenómenos físicos y químicos que tienen lugar en ellos y en la medida que la capacidad computacional mejore. Dado que el sistema de un motor de combustión interna (MCI) es muy complejo, no se ha encontrado un modelo matemático que contemple todos los fenómenos físicos y químicos que ocurren durante el ciclo de funcionamiento del motor. No obstante, existen varios modelos teóricos que describen las ecuaciones más importantes que gobiernan parcial o totalmente los fenómenos ocurridos en el MCI.

En la actualidad podemos encontrar muchos modelos, dependiendo del nivel de precisión y complejidad, consecuencia de aplicar algún tipo de hipótesis. Por lo tanto, es posible categorizar estos modelos según: el objetivo (modelos orientados al diseño y orientados al control); el origen de los datos (análisis físico, análisis matemático y resultados experimentales); la variable de interés (tiempo y ángulo), y la representación de valores (instantáneos y promediados), entre otros.

Por tanto, será la especificidad del problema abordado la que determinará el grado de detalle (complejidad) en las aproximaciones del modelo matemático empleado para describir el comportamiento de un MCI. Por ejemplo, analizar los fenómenos

termodinámicos al interior de una máquina de tales características, puede implicar una amplia cantidad de ecuaciones diferenciales parciales, no lineales y multiparamétricas de difícil análisis y resolución.

Es así como Elbert Hendricks, de la Universidad Técnica de Dinamarca, propuso en 1990 [23] un modelo simplificado para el análisis y control de la dinámica de un MCI, denominado modelo de valor medio del motor (MVEM, a partir de su sigla en inglés *mean value engine model*) el cual aproxima de manera satisfactoria el comportamiento de las dinámicas principales de la máquina, principalmente durante el estado estacionario.

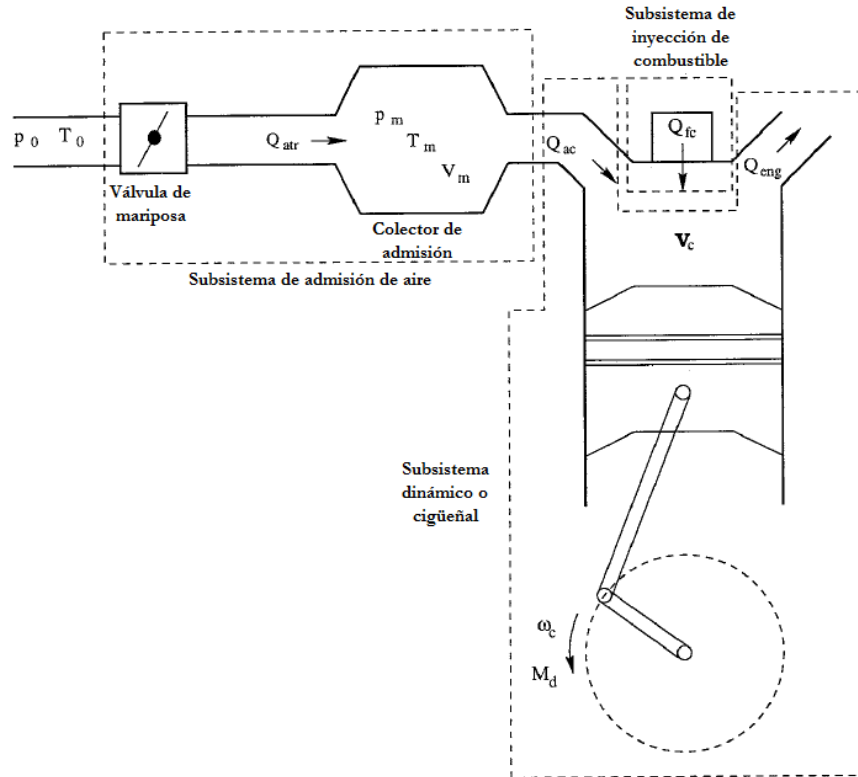
Otros autores, entre los cuales puede citarse a Karmiggelt [24], Crossley & Cook [25], Kang and Grizzle [26] y Stefanopoulou et. al. [27], han empleado este modelo de valor medio para realizar tareas de análisis y control sobre MCI, documentando importantes resultados en la literatura técnica especializada.

2.2 MODELO DE VALOR MEDIO (MVEM) PARA UN MCI

Una de las características importantes del MVEM [24], es que puede ser dividido en tres subsistemas principales: de admisión, de inyección de combustible y dinámico o de cigüeñal. Dichos subsistemas son ilustrados en la Figura 2 y poseen una interrelación basada en principios físicos y termodinámicos del motor, siendo descrito cada uno en términos de ecuaciones, parámetros, estados, entradas y salidas.

2.2.1 Subsistema de admisión de aire. Consta de tres componentes principales: la válvula o cuerpo de mariposa, el colector de admisión y las válvulas de admisión en el cilindro. La forma de regular el caudal de aire es mediante una válvula de mariposa, colocada en el colector de admisión y accionada a voluntad por el pedal del acelerador.

Figura 2. Subsistemas de un motor de combustión interna para MVEM



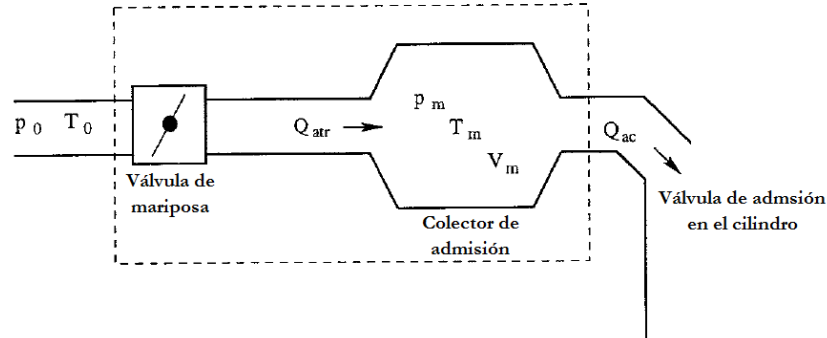
Fuente: Modificada de [24]

La mariposa crea una pérdida de carga variable, de modo que aguas arriba la presión existente es aproximadamente la atmosférica, mientras que aguas abajo será siempre menor. Una vista detallada para este subsistema, puede apreciarse en la Figura 3

Con el objetivo de llegar a un modelo aproximado se hace necesario tomar las siguientes consideraciones:

- (i) El contenido en el colector obedece a las leyes de gases ideales, conservación de la masa y la ley de Dalton.

Figura 3. Subsistema de admisión de aire



Fuente: Modificado de [24]

- (ii) La temperatura y presión se suponen constantes en cualquier parte del colector.
- (iii) El colector es modelado como un volumen rígido V_m .

De lo anterior, la ecuación de estado para el contenido de aire en el colector se da del siguiente modo [28]:

$$\dot{P}_m = \frac{RT_m}{V_m} (\dot{Q}_{atr} - \dot{Q}_{ac}), \quad (1)$$

Siendo R la constante de gases ideales, T_m la temperatura en el colector de admisión, V_m el volumen del colector, \dot{Q}_{atr} el flujo de masa de aire a través de la válvula de mariposa y \dot{Q}_{ac} el flujo de masa de aire desde el colector hasta la entrada de admisión de los cilindros. La derivada de P_m representa la velocidad de flujo de masa de aire, que a su vez define la sensibilidad de la tasa de flujo de aire linealizado.

La función de la válvula (o cuerpo) de mariposa es restringir, o estrangular, el flujo de aire que ingresa al motor. Esta válvula es usualmente elíptica y su placa puede cerrar completamente el orificio del ducto por donde circula el aire de ingreso [8].

Para modelar la dinámica del flujo de masa de aire \dot{Q}_{atr} , se toma el flujo compresible, isentrópico y unidimensional. De esta manera \dot{Q}_{atr} puede estar descrita por [29]:

$$\dot{Q}_{atr} = C_d A(\theta) \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} h(\gamma_t)}, \quad (2)$$

Donde $A(\theta)$ representa el área de sección transversal de la válvula, C_d es el coeficiente de descarga, k es el exponente adiabático del aire (con valor 1.4 para un gas ideal), P_0 y T_0 son respectivamente la presión y la temperatura antes de la válvula y $h(\gamma_t)$ se define como [29]:

$$h(\gamma_t) = \begin{cases} 1, & \gamma_t \leq 1 \\ \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\gamma_t^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{2}{k+1}\right) \gamma_t^{\frac{k+1}{k}}}, & \gamma_t > 1, \end{cases} \quad (3)$$

Dónde:

$$\gamma_t = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{P_m}{P_0}.$$

Asimismo, Heywood en [4] propone una ecuación sencilla y válida para $A(\theta)$:

$$A(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 \left(1 - \frac{\cos(\theta_c + \theta)}{\cos(\theta_c)}\right), \quad (4)$$

Siendo θ el ángulo entre la válvula cerrada y el plano vertical del orificio, D el diámetro de la válvula y θ_c el ángulo de cierre.

Por tanto, reemplazando las expresiones (4) y (3) en (2) se puede obtener una aproximación para el flujo de aire de entrada al colector. Sin embargo, como se observa corresponde con una expresión de elevada complejidad matemática, cuya manipulación se dificulta en la medida que se hace dependiente de múltiples parámetros y constantes físicas asociadas al sistema. Así entonces, para fines prácticos se empleará una aproximación polinómica para esta dinámica, según se sugiere en [29]:

$$\dot{Q}_{atr} = \left(C_1 + C_2\theta + C_3\theta^2 + C_4 \frac{P_m}{P_0} \theta \right) \theta \sqrt{1 - \frac{P_m}{P_0}}, \quad (5)$$

Donde los parámetros C_1 , C_2 , C_3 y C_4 son determinados mediante procedimientos de ajuste de curvas a partir de datos experimentales, como se ilustrará en capítulos posteriores.

De manera similar, la dinámica del flujo de masa de aire Q_{ac} hacia los cilindros se formula mediante [28]:

$$\dot{Q}_{ac} = \frac{1}{2} \eta_{vol} V_m \frac{\omega_c}{2\pi} z \frac{P_m}{RT_m},$$

Siendo η_{vol} la eficiencia volumétrica, V_m el volumen del cilindro, z el número de cilindros, y ω_c la velocidad angular del cigüeñal. Una vez más, la descripción matemática para estas cantidades requiere análisis complejos y consideraciones propias de procesos termodinámicos, que pueden ser aproximadas a través de una forma polinomial como la sugerida en [29]:

$$\dot{Q}_{ac} = (C_5 + C_6v + C_7v^2 + C_8 \frac{P_m}{P_0}) v \frac{P_m}{P_0}, \quad (6)$$

Donde ν es definida como:

$$\nu = \frac{\omega_c}{\max(\omega_c)},$$

Y los parámetros C_5 , C_6 , C_7 y C_8 son calculados a partir de datos experimentales.

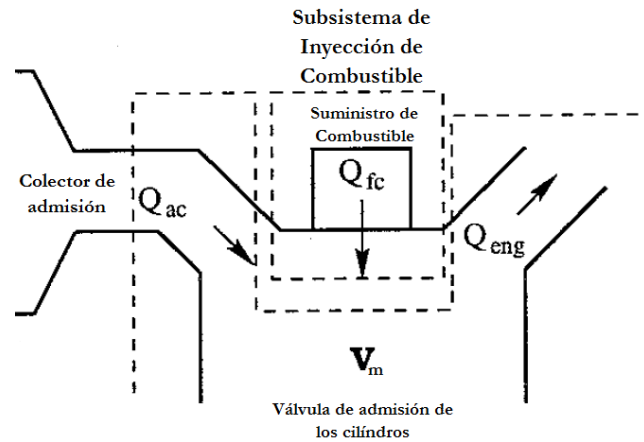
De esta manera, las ecuaciones (1), (5) y (6) representan el modelo dinámico para el subsistema de admisión de aire.

2.2.2 Subsistema de inyección de combustible. Describe la dinámica \dot{Q}_{fc} del flujo de combustible que va desde el punto de inyección hasta las válvulas de admisión de los cilindros. En general, es difícil lograr una gran precisión para el modelo de la trayectoria del combustible debido a que los parámetros del modelo tienen gran dependencia en las características del combustible y la temperatura durante la operación del motor [27]. Con la idea de realizar un modelo sencillo pero muy aproximado, se asume una inyección directa situada encima del puerto de entrada a los cilindros (véase Figura 4). Del mismo modo se trabaja con un combustible ideal para no incorporar la dinámica del combustible en el modelo [16]. A partir de ello, se propone la siguiente ecuación para modelar el subsistema:

$$\dot{Q}_{fc} = \frac{\dot{Q}_{ac}}{AFR},$$

Donde AFR (air to fuel ratio) es la razón de cambio entre el aire que viene del colector con el combustible que viene de los inyectores.

Figura 4. Inyección directa de combustible

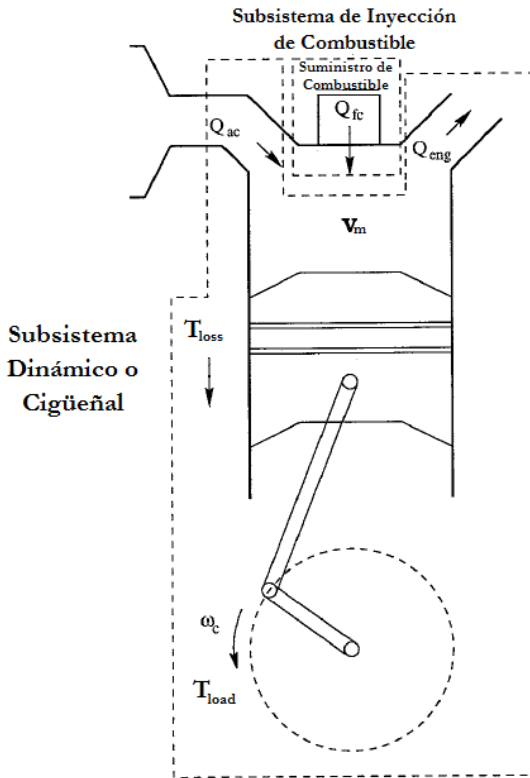


Fuente: Modificado de [24]

2.2.3 Subsistema dinámico o cigüeñal. Considerando que el objetivo primario de un motor es producir potencia mecánica en su eje de salida, se tiene entonces que el subsistema dinámico o cigüeñal (ver Figura 5) modela la dinámica rotacional del motor que corresponde a los procesos de torque generado y velocidad.

En un vehículo real, la potencia mecánica generada se utiliza en parte para vencer las resistencias pasivas del motor y del vehículo. Para efectos de modelado, es importante definir la relación para el torque en estado estable, en términos de cantidades físicas, significativas y medibles.

Figura 5. Subsistema dinámico



Fuente: Modificado de [24]

Esto permite una estimación al torque generado por el motor, el torque inducido y como tal, la dinámica para este subsistema. Por tanto, la ecuación que describe el movimiento en este caso corresponde con:

$$\dot{\omega}_c = \frac{1}{J_T} (T_{ind} - T_{loss} - T_{load}),$$

Siendo J_T el momento de inercia total (del conjunto: volante del motor, cigüeñal, biela, pistón y tren de válvulas), T_{load} el torque de carga del motor, T_{loss} las pérdidas por fricción y T_{ind} el torque generado.

Este último, depende del flujo de aire que llega a los cilindros, el combustible y los parámetros físicos que afectan la eficiencia en la combustión. Una ecuación aproximada para describir este fenómeno es [30]:

$$T_{ind} = \eta_f Q_{hv} \frac{\dot{Q}_{fc}}{\omega_c},$$

Donde Q_{hv} es el poder calorífico del combustible (con valor de 45×10^6 en el caso de la gasolina) y η_f representa la eficiencia térmica o de combustión (considerada de valor constante bajo las consideraciones propuestas en [15]).

De otro lado, una aproximación válida para T_{loss} se propone en [31] mediante la expresión:

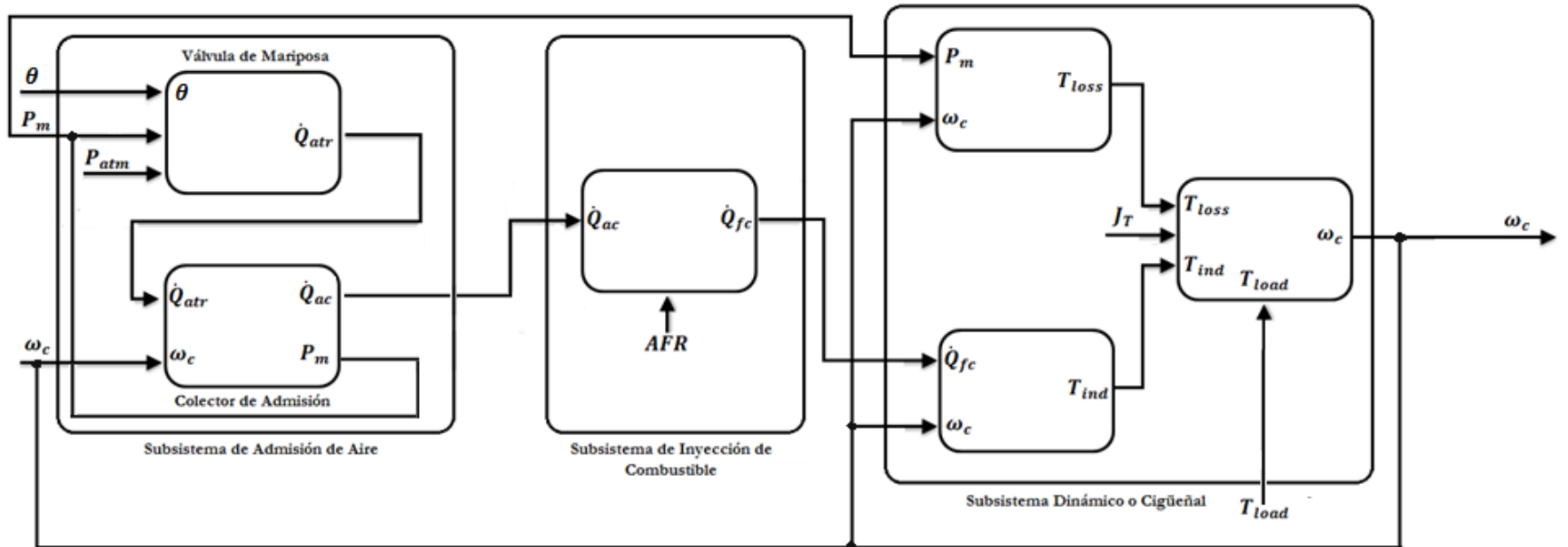
$$T_{loss} = C_9 + C_{10}\omega_c + C_{11}\omega_c^2 + (C_{12} + C_{13}\omega_c)P_m,$$

Como función de la presión en el colector de admisión y las constantes: C_9 , C_{10} , C_{11} , C_{12} y C_{13} a ser determinadas mediante datos experimentales. Para efectos de simulación, el torque de carga del motor T_{load} se asumirá como un valor constante de magnitud consistente con un efecto visible en alteraciones de las características dinámicas del modelo.

2.3 INTEGRACIÓN DE SUBSISTEMAS

Finalmente, la Figura 6 muestra el flujo de información que constituye la interacción de los diferentes subsistemas, para producir la evolución dinámica de las variables físicas que representan el comportamiento del motor de combustión. La evaluación numérica para dichas expresiones se realizó a partir de algoritmos de integración numérica para ecuaciones diferenciales en MATLAB®.

Figura 6. Flujograma que ilustra la interacción de subsistemas en el modelo



3. IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

Como complemento a los desarrollos presentados para el MVEM, se realiza en el presente capítulo un procedimiento para obtener valores adecuados para los parámetros del modelo, de manera consistente con el comportamiento físico del motor de combustión interna en aplicaciones reales. A partir de esto se buscará realizar la caracterización dinámica del sistema, para posteriores acciones de control.

3.1 MODELO DE REFERENCIA

Tomando en consideración la imposibilidad (por parte de los autores) de acceso a un sistema real instrumentado y dada la hermeticidad de la industria automotriz para suministrar información específica respecto a parámetros en motores de combustión interna de uso comercial, fue necesario recurrir a la literatura científica para acceder a un modelo de referencia con respecto al cual medir la pertinencia de las expresiones matemáticas presentadas y los valores de parámetros seleccionados.

Dicho modelo de referencia corresponde con el trabajo realizado por Jhon J. Moskwa [28, 32] quien en su tesis de doctorado desarrolló un simulador numérico en el entorno Simulink® de MATLAB® para ambientar el comportamiento temporal de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y de encendido por chispa (en inglés *Spark Ignited Internal Combustion Engine*). Este simulador numérico ha sido concebido a partir de un MVEM, con parámetros validados con base en mediciones reales en un prototipo de laboratorio (para detalles consultar [28, 30]). No obstante, dada la complejidad del sistema simulado y la especificidad de los trabajos de referencia consultados, el MVEM simplificado propuesto en el Capítulo 2 es modificado por el Autor de [28] en un modo particular que incrementa la

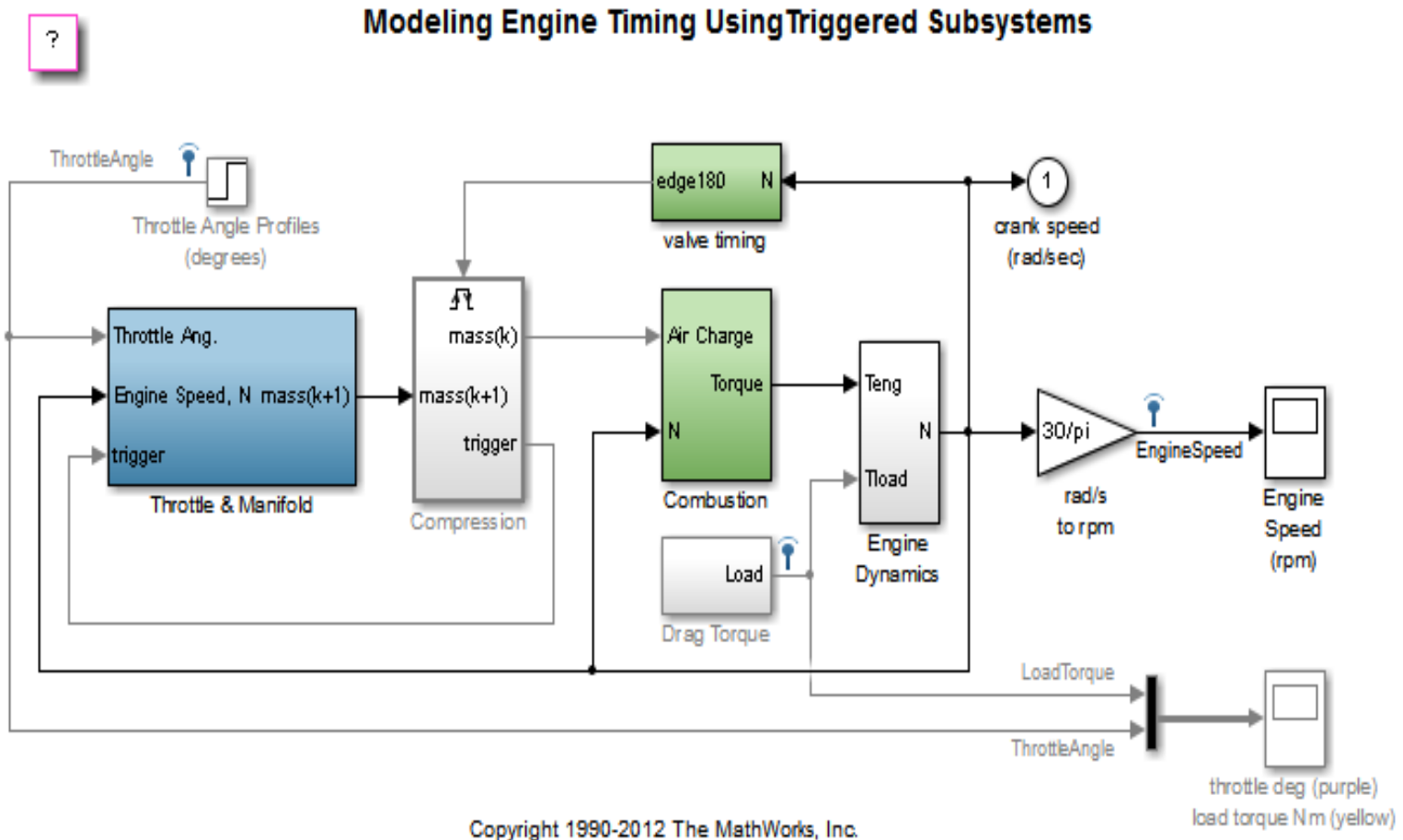
complejidad del análisis correspondiente, en un nivel que supera el alcance del presente trabajo de grado.

Sin embargo, se conservan en gran medida algunos detalles importantes como por ejemplo las variables de entrada y salida (representadas por el ángulo de la válvula mariposa, la presión del colector de admisión y la velocidad angular del cigüeñal), las señales de perturbación (correspondiente con el torque aplicado por la carga acoplada a las partes rotativas del motor) y los submodelos principales del sistema (colector de admisión, inyección de combustible y dinámico de locomoción), de manera consistente con el diagrama de flujos presentado previamente en la Figura 6, según se muestra a partir del esquema de diagrama de bloques para Simulink® de MATLAB® ilustrado en la Figura 7 para el simulador de referencia considerado. Lo anterior, permite proponer una selección de parámetros mediante un procedimiento iterativo de ajuste de curvas de la manera descrita a continuación.

3.2 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS DEL MODELO

Para determinar los parámetros del modelo se empleó un método de minimización del error de estimación, a partir de la utilización del comando *fminsearch(.)* de MATLAB® como parte del paquete de herramientas para optimización (*Optimization Toolbox*). Esta función encuentra el mínimo para una función escalar de múltiples variables comenzando con un estimado inicial, mediante un procedimiento de optimización no lineal sin restricciones. En el caso particular considerado, la función a minimizar es el error (o diferencia) entre la salida de velocidad del cigüeñal ω_c obtenida por el algoritmo MVEM propuesto en la Figura 6 y el modelo de referencia de la Figura 7, ante las mismas condiciones de entrada para el ángulo de la mariposa ϕ y el torque de carga T_{load} .

Figura 7. Diagrama de bloques para modelo de referencia implementado en Simulink®



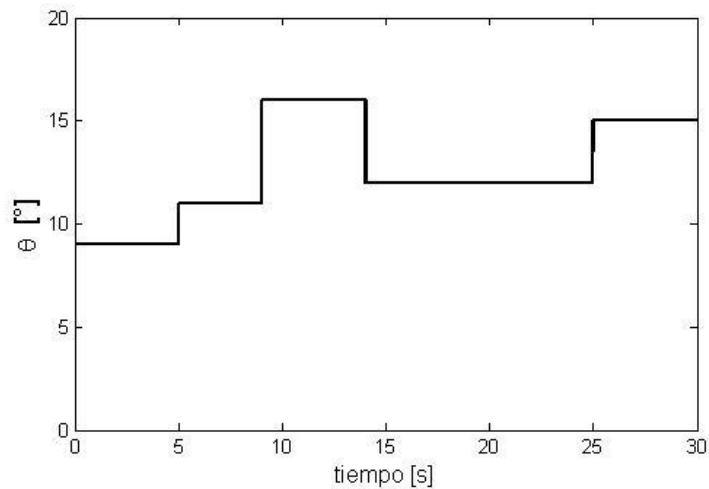
Fuente: [32]

La metodología para realizar dicha estimación correspondió al desarrollo de los siguientes pasos:

1. Se realizó una simulación en el entorno Simulink® de MATLAB® sobre el modelo de referencia de la Figura 7, empleando como entrada cambios de tipo escalón para el ángulo de la mariposa θ , tomando valores de 9° , 11° , 16° , 12° y 15° , en $t = 0$, 5 , 9 , 14 y 25 s respectivamente. Asimismo, se consideró un torque de carga T_{load} variante de tipo escalón, con cambio de 25 Nm a 20 Nm entre $t = 2$ s y $t = 20$ s. Dichos perfiles aplicados para la variación de ϕ y T_{load} , corresponden con valores ajustados manualmente para observar cambios en las variables del modelo. En particular, a partir de los resultados de simulación presentados en las Figuras 8 (para el ángulo de entrada ϕ), 9 (para el torque de carga T_{load}), 10 (para la velocidad de salida ω_c) y 10 (para la presión al interior del colector de admisión P_m), se observa como la velocidad de salida se mantiene constante en un valor de aproximadamente 2000 rpm hasta el momento en que se aplica la perturbación en la carga (en $t = 2$ s), instante en que empieza a incrementarse hasta alcanzar 2300 rpm . Desde el punto de vista físico, este es un resultado consistente, pues al reducir la carga mecánica el motor incrementa su velocidad. Ahora bien, una vez alcanzado el estado estacionario (en $t = 5$ s) se incrementa el ángulo de la mariposa y con ello la presión de aire en el colector de admisión (ver Figura 11), con lo cual también se incrementa la velocidad del cigüeñal (alcanzando alrededor de 2900 rpm en la Figura 10) debido a un incremento de combustión, que corrobora el efecto del pedal del acelerador en un automóvil. Comportamientos similares se presentan para instantes posteriores en el perfil de entrada y las señales de respuesta correspondientes. Finalmente, en $t = 20$ se recurre al valor de carga original y la velocidad para dichas condiciones cae a ser cercana a los 3000 rpm . Aunque es más natural comprender el comportamiento del MCI en términos de la velocidad mecánica generada, es importante mencionar que a partir de la curva de presión en el colector de admisión de la Figura 11, se

observa que los valores nunca superan la unidad, lo cual desde el punto de vista físico asegura que la presión al interior del colector no es mayor que la presión ambiente, o en otras palabras quizás más técnicas, se asegura el trabajo en vacío.

Figura 8. Ángulo de mariposa para simulación en sistema de referencia



2. Posteriormente, este mismo perfil de entrada para θ fue aplicado en el MVEM de la Figura 6, para valores de parámetro arbitrarios en primera instancia (valores iniciales) pero optimizados posteriormente a través del comando *fminsearch(.)* de MATLAB®. El error de estimación corresponde a la diferencia entre la salida del modelo de referencia y los resultados del simulador desarrollado. Dicho error es aplicado al algoritmo de estimación como insumo para determinar el cambio en los valores de parámetro seleccionados. A partir de las expresiones (5), (6) y (7) del capítulo 2, se observa que se requiere determinar al menos 13 parámetros constantes. Otros valores correspondientes con constantes universales o información conocida se incluyeron según se ilustra en la Tabla 1.

Figura 9. Torque de carga para simulación en sistema de referencia

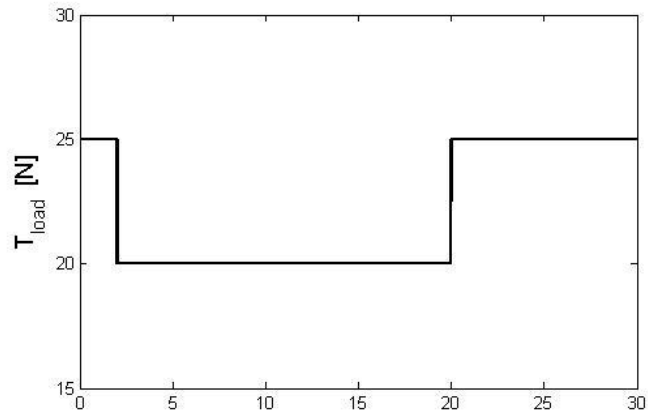


Figura 10. Respuesta de velocidad para simulación en sistema de referencia

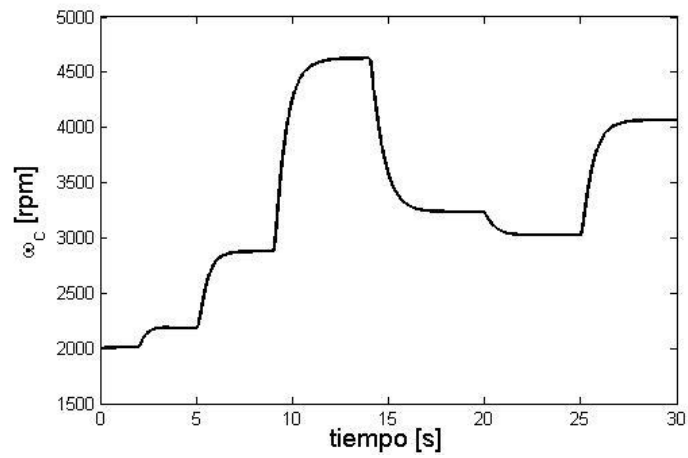


Figura 11. Presión para colector de admisión en sistema de referencia

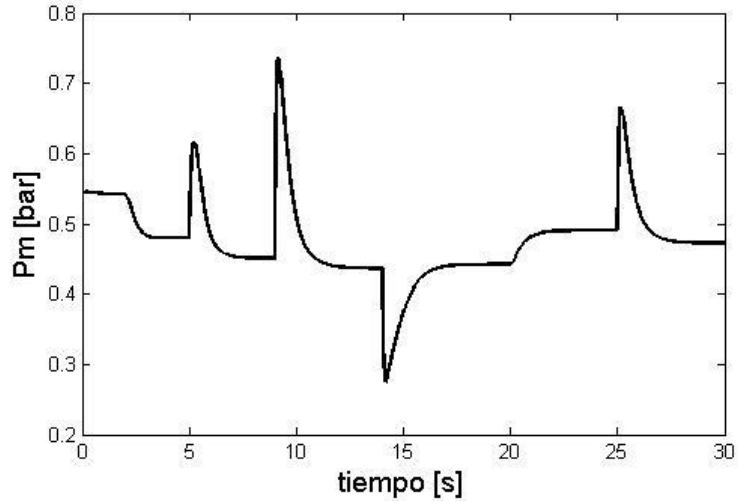


Tabla 1. Parámetros conocidos en el MVEM

Descripción	Parámetro	Valor	Unidades
Coefficiente de descarga	C_d	0.5	-
Velocidad máxima	ω_{max}	3500	<i>rpm</i>
Presión antes de la válvula	P_o	1	<i>Bar</i>
Poder calorífico del combustible	Q_{hv}	45×10^6	-
Torque inicial	J_r	0.14	<i>Nm</i>
Relación aire combustible	AFR	14.67	-
Eficiencia volumétrica	η_{vol}	1	-
Eficiencia de térmica o de combustión	η_f	0.5	-

Fuente: [4]

- Empleando el esquema propuesto en el diagrama de flujo de señal de la Figura 12, se desarrolló la rutina de identificación de parámetros, tomando como valor inicial un vector de unos para 12 de los 13 parámetros calculados. El 13-avo parámetro (correspondiente con C_6) demostró una alta sensibilidad ante la selección de condiciones iniciales, provocando divergencia en el algoritmo de identificación ante una elección arbitraria de su valor. Como solución, se asignó

el valor que en la mayoría de pruebas experimentales demostraba la tendencia de solución para este parámetro específico, es decir $C_6 = 5$. Los resultados finales obtenidos se incluyen en la Tabla 2.

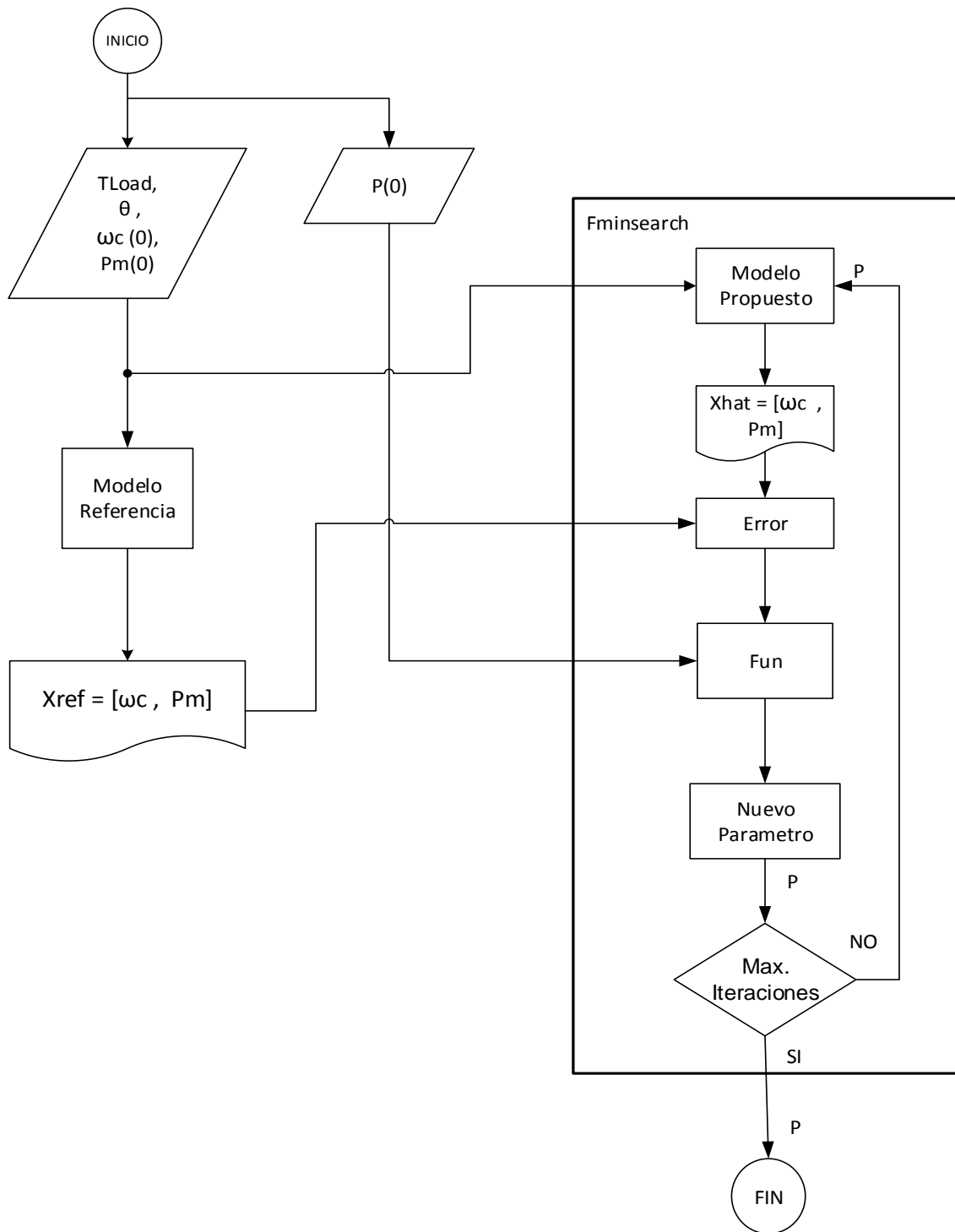
Tabla 2. Parámetros desconocidos e identificados en el MVEM

<i>Parámetro</i>	<i>Valor estimado</i>
C_1	-4.6959×10^{-4}
C_2	4.9863×10^{-4}
C_3	6.7007×10^{-4}
C_4	-2.1422×10^{-4}
C_5	-1.0167×10^{-4}
C_6	4.8682
C_7	25.8237×10^{-4}
C_8	-2.2827×10^{-4}
C_9	-9.5145×10^{-5}
C_{10}	7.0228×10^{-4}
C_{11}	4.5340×10^{-5}
C_{12}	7.4880×10^{-4}
C_{13}	-4.2728×10^{-4}

3.3 CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL SISTEMA

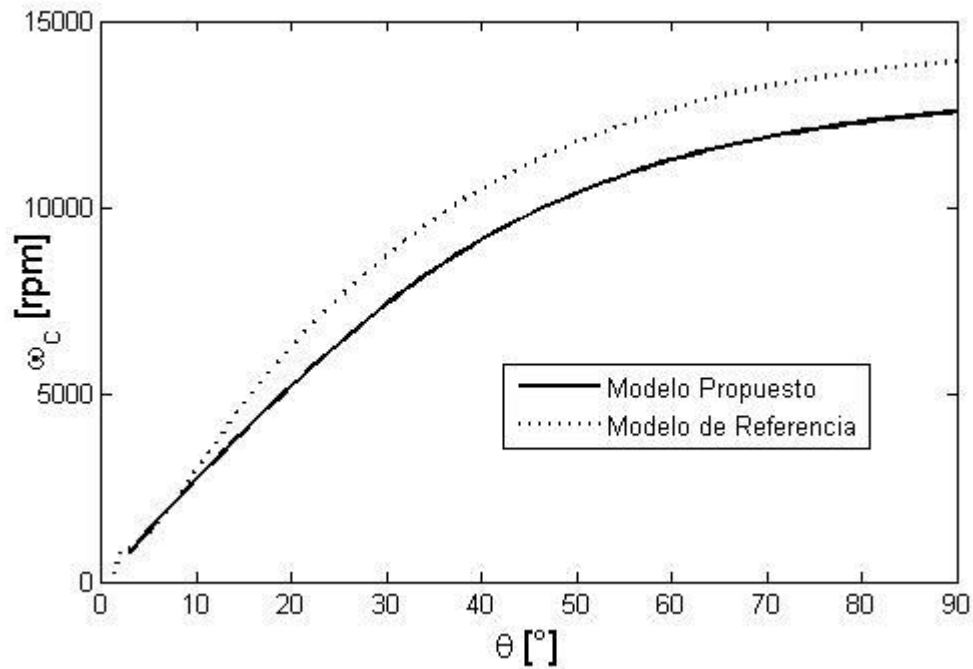
Posterior a la identificación de los parámetros del modelo, se realizó una verificación por contraste para los valores obtenidos en estado estacionario en la variable de interés ω_c respecto a la entrada de actuación ϕ , para los modelos de referencia y propuesto.

Figura 12. Diagrama de flujo que ilustra el algoritmo de identificación utilizado



El resultado para dicho contraste se presenta en la Figura 13, donde se corrobora que la mayor coincidencia entre predicciones se presenta en el rango de identificación; es decir: $\theta \in [9^\circ, 16^\circ]$. Asimismo, se nota como para valores más amplios en el ángulo de la mariposa se alcanzan velocidades que desde el punto de vista práctico carecerían de sentido. Para el caso típico de un motor de automóvil este valor no debería exceder las 6000 *rpm* y por tanto se sugiere la limitación de rangos de operación alrededor de estos valores convencionales.

Figura 13. Contraste para valores de entrada y salida en estado estacionario



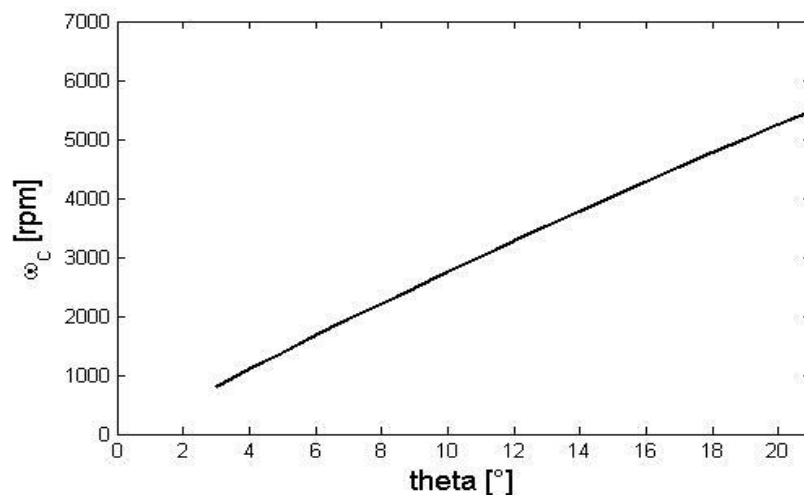
4. CONTROL PID

Una vez identificado y validado el modelo de valor medio para el MCI, se propone en el presente capítulo el ajuste de una estrategia de control PID para el sistema. Debido a la no linealidad de los modelos, es inviable el diseño tradicional y por tanto se debe recurrir a aproximaciones de cálculo experimental para determinar los parámetros del controlador.

4.1 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA EN LAZO ABIERTO

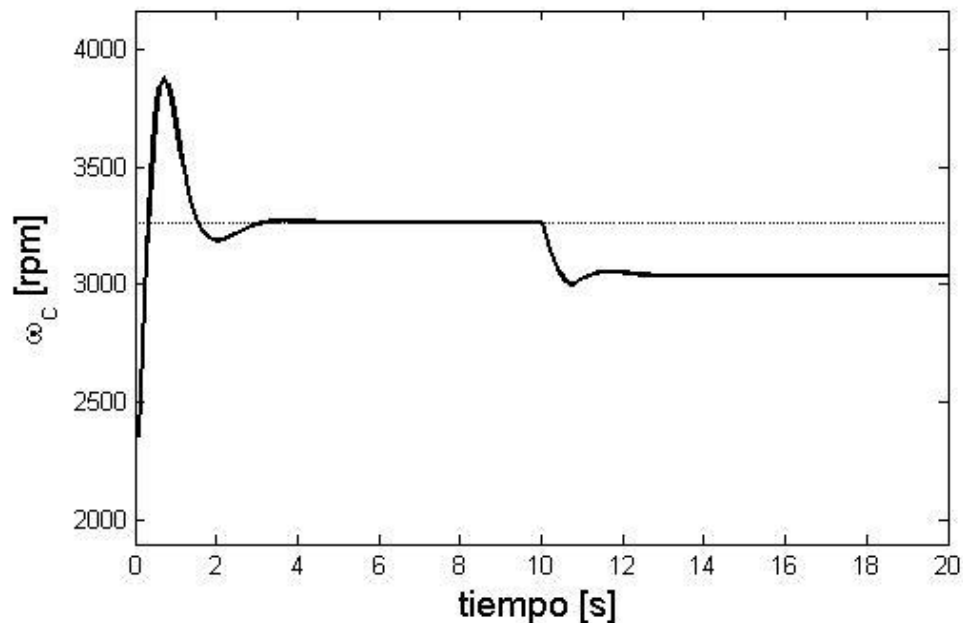
La Figura 14, ilustra un detalle del intervalo de operación seleccionado para ω_c como función de θ , con referencia a los resultados presentados previamente en la sección 3.3 y más particularmente en la Figura 13. A partir de ello, se definen como rangos admisibles (principalmente respecto a valores prácticos de velocidad) para las variables del sistema: $\theta \in [3^\circ, 21^\circ]$ con velocidades correspondientes en $\omega_c \in [792, 5474] \text{ rpm}$.

Figura 14. Relación entrada-salida del sistema en estado estacionario



En particular, se define como valor nominal de operación al punto medio del rango admisible; es decir, $(\bar{\theta}, \bar{\omega}_c) = (12^\circ, 3264 \text{ rpm})$. La Figura 15, muestra la respuesta del sistema para un cambio escalón en la entrada (es decir, para $\theta(t)$ desde 0° hasta $\bar{\theta}$) con una perturbación en el valor de carga T_{load} , pasando del valor nominal 10 Nm hasta 100 Nm , de forma instantánea en $t = 10 \text{ s}$. A partir de ello, se verifica cómo el sistema alcanza el valor nominal de velocidad en aproximadamente 3 segundos, para una respuesta amortiguada con sobreimpulso cercano al 17%. Asimismo, se observa una reducción en el valor de salida en el estado estable hasta alcanzar 3035 rpm , posterior a la perturbación. Esto evidentemente justifica la necesidad de incluir una acción de control para regular el comportamiento del sistema ante cambios en la carga nominal, siendo una situación común en aplicaciones.

Figura 15. Velocidad ante perturbaciones de torque, en lazo abierto



4.2 AJUSTE DEL LAZO DE CONTROL

Antes de realizar cualquier acción de control sobre el sistema, se debe asegurar que los rangos de operación pertenecientes a la señal de error sean adecuados para la señal de control actuante, como requisito hacia obtener un desempeño favorable del lazo realimentado. Este ajuste se desarrollará tomando como base los desarrollos presentados en [33].

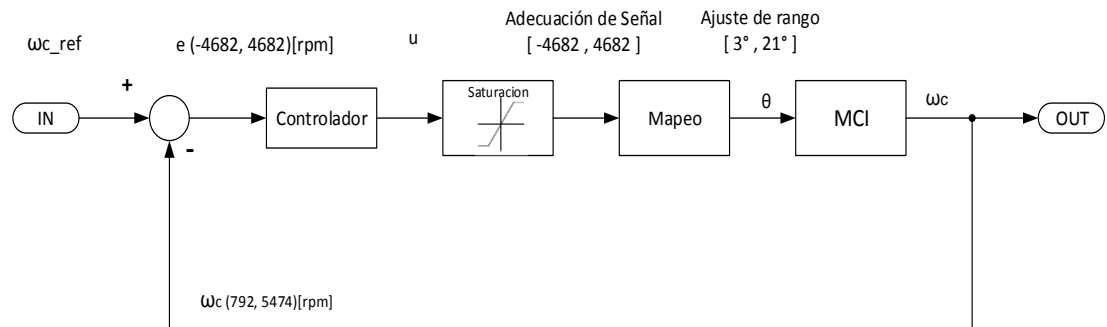
Por tanto, tras aproximar la relación matemática entre el ángulo θ y la velocidad ω_c , asumiendo como máximo rango de variación del error de velocidad $e(t)$ al intervalo $[-4682, 4682]$ rpm, la ecuación de mapeo:

$$\theta = f(e) = \begin{cases} 19.2546 \times 10^{-4}e + 12, & -4682 < e \leq 0 \\ 19.2265 \times 10^{-4}e + 12, & 4682 > e > 0, \end{cases}$$

Permitirá realizar el acondicionamiento de señales (acople) entre la salida del controlador (señal de control $u(t) = e(t)$ para un cierre de lazo simple, o proporcional unitario) y la entrada θ para el ángulo de mariposa en el colector de admisión, con niveles (rangos) de señal apropiados.

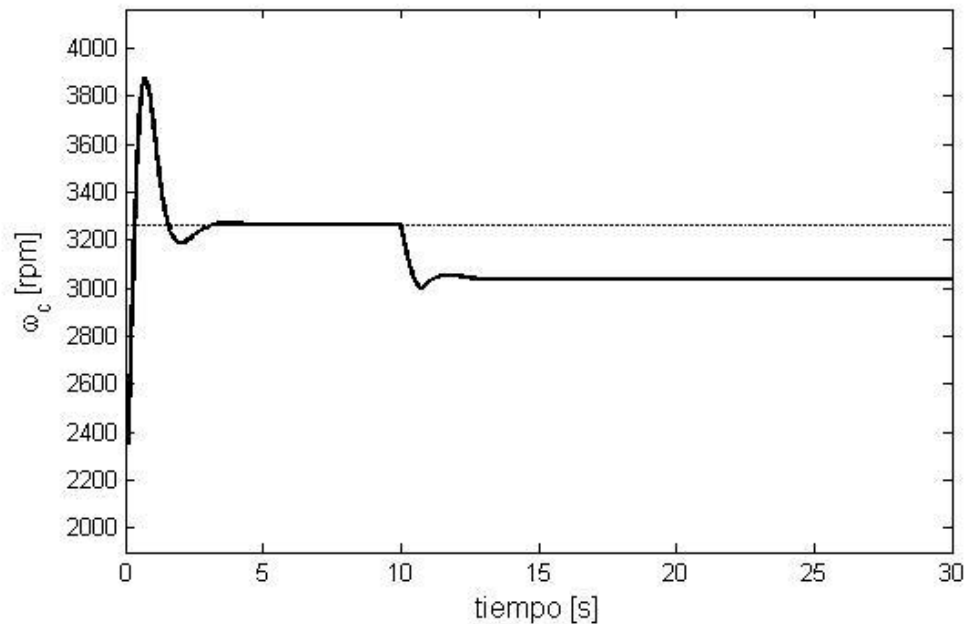
El diagrama de bloques del sistema en lazo cerrado resultante, se ilustra en la Figura 16.

Figura 16. Sistema de control en lazo cerrado con ajuste de rango



Para verificar la pertinencia del ajuste de lazo efectuado mediante la función de mapeo, se presenta en la Figura 17 la respuesta de velocidad del MCI en lazo cerrado, sometido a perturbaciones de carga T_{load} , para las mismas condiciones de la Figura 15. Según se observa de este resultado, previo al instante en que se aplica la perturbación el comportamiento del sistema en lazo cerrado satisface las especificaciones de comportamiento nominal observadas en lazo abierto, permitiendo verificar la validez del procedimiento de ajuste de rangos propuesto. Más aún, se observa un valor final de aproximadamente 3038 rpm, apenas levemente superior al obtenido en estado estacionario perturbado de la Figura 15.

Figura 17. Velocidad ante perturbaciones de torque, en lazo cerrado con ganancia unitaria



4.3 AJUSTE DEL CONTROLADOR PID

Un regulador proporcional-integral-derivativo, o PID, es quizás la estrategia de control más empleada en aplicaciones a nivel industrial debido a su amplia capacidad de desempeño, complementada por la sencillez de su diseño y la simplicidad de su estructura de realización [34].

El objetivo fundamental en el diseño de un controlador PID corresponde con la asignación de valor para las constantes proporcional, integral y derivativa. Existen dos maneras principales de realizar dicho cálculo de parámetros. Una de ellas es la metodología analítica que busca un cálculo exacto para los parámetros del controlador a partir del modelo matemático del proceso y aplicando sobre el mismo algún método convencional de diseño como puede ser la respuesta

frecuencial mediante un diagrama de Bode o el lugar de las raíces [35]. Este tipo de metodologías limitan su practicidad en la imposibilidad de disponer de modelos exactos para sistemas en aplicaciones reales.

Como alternativa, se presentan métodos basados en mediciones experimentales del proceso. Quizás el más difundido desde el punto de vista teórico es el método de sintonización empírico propuesto por Ziegler & Nichols en 1942. Este método admite dos tipos de respuesta escalón en el sistema: 1) oscilatoria sostenida en lazo cerrado; o 2) sobre-amortiguada en forma de 'S' con retardo para el lazo abierto [36]. Por tanto, si el sistema no cae dentro de dicha caracterización el método de Ziegler & Nichols no presenta mayor éxito de aplicación.

A partir de ello se proponen diferentes métodos en la literatura con respecto al ajuste experimental de controladores PID. Se sugiere al lector interesado consultar [37], donde se realiza una revisión importante de las principales técnicas disponibles para el diseño y ajuste de controladores PID.

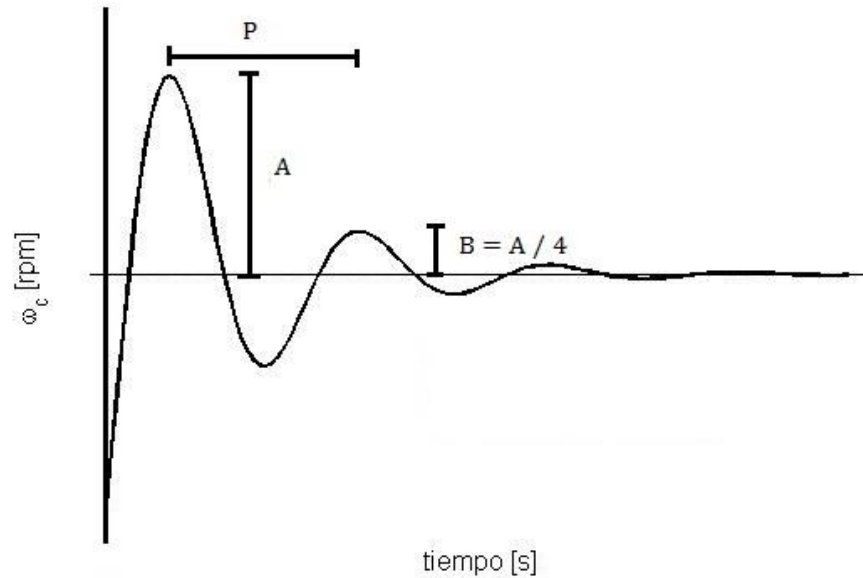
Ahora bien, tomando en cuenta la complejidad del sistema analizado en el presente proyecto, no es posible aplicar técnicas de diseño analítico convencional en el dominio continuo de Laplace o discreto mediante transformada Z.

Tampoco fue posible obtener características de la respuesta escalón que permitieran aplicar los métodos de Ziegler & Nichols.

Por tanto, como una alternativa se aplicará el método de oscilaciones amortiguadas descrito por Creus en [38], de la manera ilustrada a continuación.

4.3.1 Método de oscilaciones amortiguadas. Este método se basa en la caracterización de una respuesta escalón del tipo representado en la Figura 18.

Figura 18. Respuesta escalón para método de oscilaciones amortiguadas



Los pasos para determinar los parámetros del control se explican en el siguiente procedimiento [38]:

1. Partiendo de un valor de ganancia proporcional K_p inicial arbitraria, pero viable, se introduce una perturbación en el proceso por cambio del valor de referencia. Es decir, se intenta que la respuesta del sistema oscile amortiguadamente alrededor del valor de referencia;
2. Posteriormente, se mide la altura de los dos primeros picos consecutivos del mismo signo, tomando la medida desde el valor de referencia hasta el pico, determinándose la relación A / B . Esta relación debe ser cercana a $4 / 1$. Para ello se modifica de manera apropiada la ganancia proporcional K_p .
3. Una vez determinado este valor de ganancia proporcional que permite aproximar la relación A / B deseada, se procede a medir el periodo de

oscilación P (o tiempo entre los picos) obtenido en la respuesta. Con este tiempo, es posible calcular los valores para los tiempos integral y derivativo en el modo siguiente:

$$T_i = \frac{2}{3}P; \quad T_d = \frac{1}{6}P$$

4. Con estos valores así determinados, se procede a implementar la ley de control PID empleando la forma de realización paralela dada por:

$$u[kT_s] = K_p e[kT_s] + \frac{K_p T_s}{T_i} \left(\frac{e[(k-1)T_s] + e[kT_s]}{2} \right) + K_p T_d \left(\frac{e[kT_s] - e[(k-1)T_s]}{T_s} \right),$$

Siendo $e[kT_s]$ el error de velocidad en tiempo discreto y T_s el periodo de discretización.

5. Con el controlador PID así implementado, se finaliza con un ajuste fino del término proporcional de manera que se vuelva a obtener una aproximación satisfactoria para la relación deseada de 4 / 1 entre A y B.

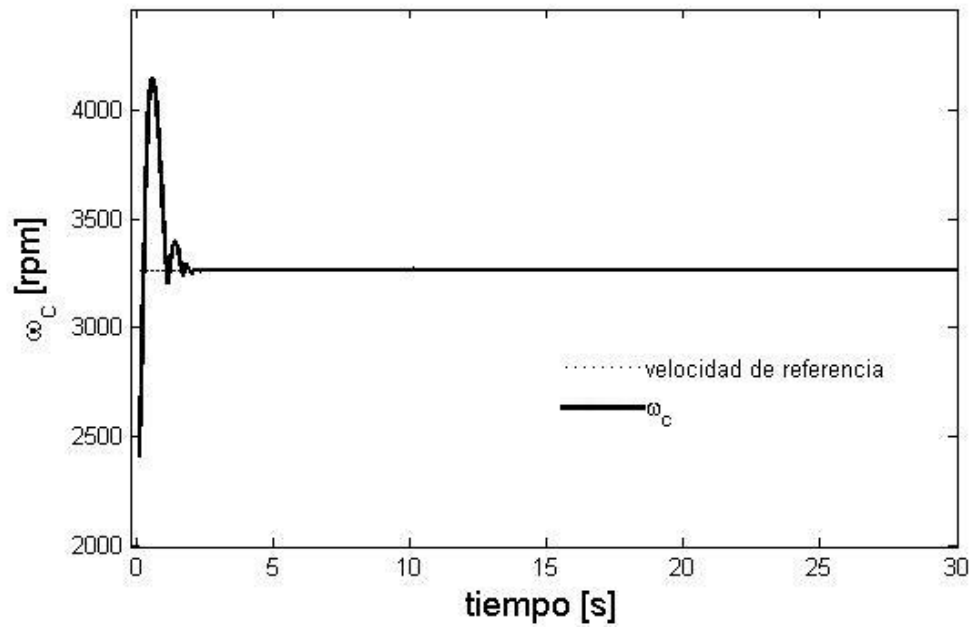
Por tanto, aplicando los pasos anteriores al modelo del MCI, con los valores de parámetro identificados y posterior al ajuste de rango presentado para el lazo de control, se obtienen los parámetros de control para el método de oscilaciones amortiguadas, presentados en la Tabla 3.

Tabla 3. Parámetros calculados para controlador PID

Parámetro	Descripción	Valor
K_p	selección inicial en paso 2)	300
	selección final en paso 5)	400
A / B	cálculo para K_p inicial	6.5
	cálculo para K_p final	6.57
P	periodo de oscilación en segundos	0.9
T_i	tiempo integral en segundos	0.6
T_d	tiempo derivativo en segundos	0.15
T_s	periodo de discretización en segundos	0.01

De esta manera, la Figura 19 presenta la respuesta escalón para el sistema controlado, en un escenario similar al presentado previamente en la Figura 17. A partir de este resultado se verifica el efecto pertinente de la acción de control para atenuar la perturbación de torque aplicada al sistema en $t = 10$ s. Asimismo, se nota una respuesta transitoria más rápida que alcanza su valor final en $t = 2$ s, mejorando ampliamente la dinámica del sistema. También se observa en la respuesta la relación entre picos de respuesta impuesta por el método de diseño.

Figura 19. Velocidad ante perturbaciones de torque, en lazo cerrado con acción de control PID



5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

Con base en los procedimientos desarrollados y los resultados obtenidos en el presente proyecto de grado, se puede concluir que:

- Se utilizó el modelo de valor medio de un motor de combustión interna (MCI), para identificar las variables relevantes de su dinámica. Empleando como referencia el modelo de valor medio (Mean Value Engine Model) desarrollado por Hendricks, se desarrolló el abordaje de las ecuaciones del sistema en la Sección 2.2, a partir de lo cual se destacan como elementos importantes: el flujo de aire para el colector de admisión y la dinámica de rotación del cigüeñal. No se consideró la transferencia de calor en el colector de admisión, con un grado de precisión aceptable para la resolución del problema de control propuesto. Para el modelo de la válvula mariposa el coeficiente de descarga se consideró constante, ya que no se encuentra mayor información sobre el cálculo de este parámetro. Se confirmó que para ángulos pequeños y cargas altas, existe saturación del caudal de aire. La dependencia de otras variables, como λ o propiedades de gases de escape, pueden desprejiciarse sin pérdida importante de precisión en los resultados obtenidos.
- Se caracterizó el comportamiento dinámico del modelo del motor. Mediante implementación de la rutina computacional propuesta en la Sección 3.3 (Figura 12), se realizó el análisis de la evolución en el tiempo para las variables del sistema, verificando que fueran consistentes con los principios físicos de la máquina modelada y efectuando a su vez contraste por comparación con un modelo de referencia reportado en la literatura. Uno de los aportes más representativos del presente proyecto es la implementación de una rutina de identificación de parámetros utilizando una rutina de optimización no lineal sin

restricciones, según descrito en la Sección 3.2. El modelo identificado y validado, permitió definir la región de operación ilustrada en las Figuras 13 y 14.

- Se analizó el desempeño de una acción de control sobre el modelo. La acción de control a implementar se basó en la respuesta del sistema ante perturbaciones de carga en el eje de rotación, provocando cambios sustanciales en las variables presión y velocidad. Como variables controlada y manipulada, se definieron la velocidad del cigüeñal y el ángulo de la válvula mariposa, respectivamente. Se realizó un ajuste de rangos para cierre de lazo según descrito en la Sección 4.2. Se realizó el ajuste experimental de las constantes del controlador empleando el método de oscilaciones amortiguadas, presentado en la Sección 4.3. El sistema controlado permitió mitigar el efecto de las perturbaciones aplicadas, manteniendo regulada la velocidad de rotación en la salida.

5.2 RECOMENDACIONES

Las rutinas computacionales empleadas para obtener los resultados presentados en el presente proyecto, fueron desarrolladas empleando la consola de comandos de MATLAB®. Desde el punto de vista del desempeño numérico y la velocidad de procesamiento de datos, puede llegar a ser más versátil el empleo de algoritmos digitados mediante líneas de código, que la utilización de herramientas visuales como diagramas de flujo tipo SIMULINK®. Sin embargo, algunos procesos críticos como la identificación de parámetros y los valores de estado transitorio, se vieron influenciados por las características del equipo de cómputo en el cual se ejecutaron las rutinas. Lo anterior, permite recomendar la utilización de equipos con capacidad de cómputo considerable (por ejemplo, RAM superior a 4GB) para proceder a reproducir el modelo presentado o realizar tareas complementarias. También es importante dejar explícita la necesidad de revisar la influencia del

método de integración y los parámetros de ajuste (como el tamaño de paso), en la precisión de los resultados y las velocidades de simulación.

5.3 TRABAJO FUTURO

A manera de trabajo futuro se propone:

- Mejorar el modelado del motor referente al combustible, la combustión y el escape de gases quemados, realizando análisis del parámetro λ para regular emisiones. Adicionalmente, se podrían incorporar parámetros como el avance de chispa de encendido, para mejor estimación del par de motor y su evolución durante el ciclo.
- Estudiar motores de cilindraje diferente, para mostrar el desempeño de los modelos propuestos en tipos genéricos de motor, como aquellos de dos tiempos, diésel, o de inyección de directa.
- Implementar técnicas avanzadas de control sobre el MVEM.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] PAYRI, F. M. DESANTES, J. Motores de combustión interna. Universidad Politécnica de Valencia. Editorial Reverté. Pp. 12-17. 2002.
- [2] GAVIRIA RIOS, Jorge Enrique. MORA GUZMAN, Jorge Hernán. AGUDELO, Jhon Mario. Historia de los motores de combustión interna Revista Facultad de Ingeniería No. 26. pp. 68-78 junio, 2002.
- [3] MELGAR BACHILLER, Andrés. Motores Térmicos. Motores de Combustión Interna Alternativos Introducción. Elementos Constructivos. Clasificación. Universidad de Valladolid. Departamento de Ingeniería Energética y Fluido mecánica, 2005.
- [4] HEYWOOD J. "Internal Combustion Engine Fundamentals". 1st Ed. Mc-Graw Hill. 930 pp. 1998.
- [5] BESE, S.A. (Departamento de Energía). Biomasa: Gasificación. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Madrid, octubre de 2007.
- [6] FONSECA GONZALEZ, Natalia Elizabeth. Estado del Arte del Uso del Gas de Gasificación Termoquímica de biomasa (GG) en Motores de Combustión Interna Alternativos. Trabajo de Investigación. Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas – CIEMAT. Julio de 2003.
- [7] ESTRADA, Carlos Augusto. ZAPATA MENESES, Alberto. Gasificación de biomasa para producción de combustibles de bajo poder calorífico y su utilización en generación de potencia y calor. Universidad Tecnológica de Pereira. No 25, Agosto 2004.

[8] DEPÓSITOS DE DOCUMENTOS DE LA FAO. El gas de madera como combustible para motores. N. T0512, ISSN: 1014-2886. 1993.

[9] IDAE (INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA). Biomasa: Gasificación. ISBN-13: 978-84-96680-20-3. Madrid octubre de 2007.

[10] MELENDEZ DIAZ, José Benjamín. RODRÍGUEZ URRUTIA, Arturo Enrique. Implementación de la tecnología de la gasificación para operar en los beneficio de café. Mayo 2006 San Salvador, EL Salvador, C.A. tesis (Ingeniero mecánico) – Universidad Centroamericana “JOSE SIMEON CAÑAS”. Facultad de Ingeniería y Arquitectura.

[11] MUÑOZ RODRIGUEZ, Alejandro. Modelado de motor de combustión interna para predicción de fallas de funcionamiento. Tesis de Maestría (Ingeniería Mecánica). Universidad Nacional de Colombia. Bogotá, D.C., 2012.

[12] MENDOZA SOTO, José Luis. Modelado y control de un sistema de propulsión híbrido diésel eléctrico. Tesis de maestría. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 2008.

[13] ANTEBAS, Antoine. Contribución al modelado acústico de la línea de escape en motores de combustión. Aplicación a silenciadores y catalizadores. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, Junio de 2010.

[14] HENDRICKS, E. SORENSON, S.C., “Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines”, SAE Paper No. 900616, 1990.

- [15] WEN-PO, Chaing. LIANGTAO, Zhu. RAVINDRA, Patankar. Mean Value Engine Modeling and Validation for a 4-stroke, Single Cylinder Gasoline Engine. Trends in Applied Sciences Research, 2: 124-131. 2007.
- [16] FREDRIKSSON, Jonas. KARLSSON, Jonas. Cylinder-by-Cylinder Engine Models Vs Mean Value Engine Models for use in Powertrain Control Applications. Chalmers University of Technology, 99P-174 Sweden, 2002.
- [17] RODRÍGUEZ VÁSQUEZ, José Renato Desarrollo de un Sistema de Control Avanzado de la Presión del Vapor en una Caldera de Tubos de Fuego. Tesis de maestría (Ingeniería de Control y Automatización). Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [18] GIRÓ, Juan F. Modelización y Simulación de un Sistema de Control para Ensayos de Motores de combustión Interna. Tesis de maestría (Ingeniería del Software). Universidad Nacional de la Plata, Facultad de Informática. Mayo de 2005.
- [19] PÉREZ RODRÍGUEZ, Alejandro. Sistema de control, inyección y encendido, para motores térmicos y alternativos de ciclo Otto basado en programación abierta bajo LabVIEW™. Tesis de grado (Ingeniero Industrial). Escuela Técnica Superior de ingeniería Industrial de Barcelona. Junio 2007.
- [20] DÍAZ TORRES, Adalberto Gabriel. HERNÁNDEZ LORDUI, Mónica Patricia. Banco de Pruebas Automatizado para Uso en Modelación y Control de un Motor de Combustión Interna. Ninth LACCEI Latin American and Caribbean Conference (LACCEI'2011), Engineering for a Smart Planet, Innovation, Information Technology and Computational Tools for Sustainable Development, August 3-5, 2011, Medellin, Colombia.

[21] ANAYA ACEVEDO, Guillermo Andrés; REYES CANCHILA, Michel Eugenio. Diseño de un centro de investigación y desarrollo tecnológico en el área de motores de combustión interna. Bucaramanga, 2008, 115 h. tesis (Ingeniero mecánico) – Universidad Industrial de Santander. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.

[22] RIVERA, Diego Andrés; MENESES SILVA, Yoediver; VASQUEZ, Leonidas. Material educativo virtual sobre el motor wankel y diseño mecánico-térmico con su respectivo procedimiento de manufactura para un motor wankel destinado al modelismo. Bucaramanga, 2008, 288 h. tesis (Ingeniero mecánico) – Universidad Industrial de Santander. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.

[23] HENDRICKS, Elbert. LUTHER, Jim Benjamin. Model And Observer Based Control Of Internal Combustion Engines. Institute for Automation Technical University of Denmark. DK-2800. Dinamarca, 2001.

[24] KARMIGGELT, Rob. Mean value modelling of a s.i. engine. Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering. Octubre 1998.

[25] CROSSLEY, P. R. COOK, J A. A Nonlinear Engine Model for Drivetrain System development. IEE Conference 'Control 91', Edinburg, U.K., Marzo 25-28, 1991. IEE Conference Publication 332 Vol. 2, pp. 921-925.

[26] COOK, J. A. POWELL, B. K. Discrete Simplified External Linearization and Analytical Comparison of I.C Engine Families. Control Systems Department – Research Staff, Ford Motor Company. p 326- 330. Dearborn, Michigan 1988.

[27] STEFANOPOULOU A. G., et al. Joint Air-fuel ratio and Torque Regulation Using Secondary Cylinder Air Flow Actuators, 1999.

[28] MOSKWA, John J. Automotive Engine Modeling for Real Time Control. Tesis de Doctorado. Massachusetts Institute of Technology. Mayo 1998.

[29] KARMIGGELT, Rob. Mean value modelling of a MB A-class s.i. engine. Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering. Tesis de Maestría. No. 99.007. Marzo 1999.

[30] CHANG, R. T., "A modeling Study of the influence of spark ignition engine design parameters on engine thermal efficiency and performance" M.I.T-Department of mechanical engineering M.Sc. Thesis, 1988.

[31] CHAING, Wen-Po et al., "Mean Value Engine Modeling and Validation for a 4 stroke, Single Cylinder Gasoline Engine" Department of Mechanical Engineering-Engineering Mechanics Michigan Technological University 1400 Townsend Drive, ISSN 1819-3579. 2007.

[32] WEEKS, R. AND MOSKWA, J., "Automotive engine modeling for real-time control using Matlab/Simulink," SAE TECHNICAL PAPER 950417, 1995, DOI:10.4271/950417.

[33] C. R. E, Durán Blanco, "Control conmutado basado en FPAA para un convertidor DC-DC", Trabajo fin de carrera, Escuela Ingeniería Eléctrica, Electrónica y Telecomunicaciones, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2014.

[34] T. Häggglund, K.J. Åström, (1995) "PID Controllers: Theory, Design and Tuning". 2nd Ed, Instrument Society of America, Library of Congress Cataloging-in-Public Data, United States of America.

[35] K. Ogata (2010). “Ingeniería de control moderna”. Quinta Edición, PEARSON EDUCACION, S.A., Madrid. ISBN: 978-84-8322-660-5.

[36] J. G. Ziegler and N. B. Nichols, “Optimum settings for automatic controllers,” ASME Transactions, vol. 64, pp. 759–768, 1942.

[37] C. R. Correa, R Villamizar, J Quiroz. “De la Sintonización de Controladores”, Colombia 2008, pp: 118, División de Publicaciones UIS. ISBN: 978-958-8187-82-2.

[38] Creus Sole, A. “Instrumentos Industriales: su ajuste y calibración”, 2da Edición, Alfaomega - Marcombo. pp: 241. Barcelona, España. 1990.

BIBLIOGRAFÍA

- ❖ ANAYA ACEVEDO, Guillermo Andrés; REYES CANCHILA, Michel Eugenio. Diseño de un centro de investigación y desarrollo tecnológico en el área de motores de combustión interna. Bucaramanga, 2008, 115 h. tesis (Ingeniero mecánico) – Universidad Industrial de Santander. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.
- ❖ ANTEBAS, Antoine. Contribución al modelado acústico de la línea de escape en motores de combustión. Aplicación a silenciadores y catalizadores. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, Junio de 2010.
- ❖ BESE, S.A. (Departamento de Energía). Biomasa: Gasificación. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Madrid, octubre de 2007.
- ❖ C. R. Correa, R Villamizar, J Quiroz. “De la Sintonización de Controladores”, Colombia 2008, pp: 118, División de Publicaciones UIS. ISBN: 978-958-8187-82-2.
- ❖ C. R. E, Durán Blanco, “Control conmutado basado en FPAA para un convertidor DC-DC”, Trabajo fin de carrera, Escuela Ingeniería Eléctrica, Electrónica y Telecomunicaciones, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2014.
- ❖ CHAING, Wen-Po et al., “Mean Value Engine Modeling and Validation for a 4 stroke, Single Cylinder Gasoline Engine” Department of Mechanical Engineering-Engineering Mechanics Michigan Technological University 1400 Townsend Drive, ISSN 1819-3579. 2007.

- ❖ CHANG, R. T., “A modeling Study of the influence of spark ignition engine design parameters on engine thermal efficiency and performance” M.I.T-Department of mechanical engineering M.Sc. Thesis, 1988.
- ❖ COOK, J. A. POWELL, B. K. Discrete Simplified External Linearization and Analytical Comparison of I.C Engine Families. Control Systems Department – Research Staff, Ford Motor Company. p 326- 330. Dearborn, Michigan 1988.
- ❖ Creus Sole, A. “Instrumentos Industriales: su ajuste y calibración”, 2da Edición, Alfaomega - Marcombo. pp: 241. Barcelona, España. 1990.
- ❖ CROSSLEY, P. R. COOK, J A. A Nonlinear Engine Model for Drivetrain System development. IEE Conference ‘Control 91’, Edinburg, U.K., Marzo 25-28, 1991. iEE Conference Publication 332 Vol. 2, pp. 921-925.
- ❖ DEPÓSITOS DE DOCUMENTOS DE LA FAO. El gas de madera como combustible para motores. N. T0512, ISSN: 1014-2886. 1993.
- ❖ DÍAZ TORRES, Adalberto Gabriel. HERNÁNDEZ LORDUI, Mónica Patricia. Banco de Pruebas Automatizado para Uso en Modelación y Control de un Motor de Combustión Interna. Ninth LACCEI Latin American and Caribbean Conference (LACCEI’2011), Engineering for a Smart Planet, Innovation, Information Technology and Computational Tools for Sustainable Development, August 3-5, 2011, Medellin, Colombia.
- ❖ ESTRADA, Carlos Augusto. ZAPATA MENESES, Alberto. Gasificación de biomasa para producción de combustibles de bajo poder calorífico y su utilización en generación de potencia y calor. Universidad Tecnológica de Pereira. No 25, Agosto 2004.

- ❖ FONSECA GONZALEZ, Natalia Elizabeth. Estado del Arte del Uso del Gas de Gasificación Termoquímica de biomasa (GG) en Motores de Combustión Interna Alternativos. Trabajo de Investigación. Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas – CIEMAT. Julio de 2003.
- ❖ FREDRIKSSON, Jonas. KARLSSON, Jonas. Cylinder-by-Cylinder Engine Models Vs Mean Value Engine Models for use in Powertrain Control Applications. Chalmers University of Technology, 99P-174 Sweden, 2002.
- ❖ GAVIRIA RIOS, Jorge Enrique. MORA GUZMAN, Jorge Hernán. AGUDELO, Jhon Mario. Historia de los motores de combustión interna Revista Facultad de Ingeniería No. 26. pp. 68-78 junio, 2002.
- ❖ GIRÓ, Juan F. Modelización y Simulación de un Sistema de Control para Ensayos de Motores de combustión Interna. Tesis de maestría (Ingeniería del Software). Universidad Nacional de la Plata, Facultad de Informática. Mayo de 2005.
- ❖ HENDRICKS, E. SORENSON, S.C., “Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines”, SAE Paper No. 900616, 1990.
- ❖ HENDRICKS, Elbert. LUTHER, Jim Benjamin. Model And Observer Based Control Of Internal Combustion Engines. Institute for Automation Technical University of Denmark. DK-2800. Dinamarca, 2001.
- ❖ HEYWOOD J. “Internal Combustion Engine Fundamentals”. 1st Ed. Mc-Graw Hill. 930 pp. 1998.

- ❖ IDAE (INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA). Biomasa: Gasificación. ISBN-13: 978-84-96680-20-3. Madrid octubre de 2007.
- ❖ J. G. Ziegler and N. B. Nichols, “Optimum settings for automatic controllers,” ASME Transactions, vol. 64, pp. 759–768, 1942.
- ❖ K. Ogata (2010). “Ingeniería de control moderna”. Quinta Edición, PEARSON EDUCACION, S.A., Madrid. ISBN: 978-84-8322-660-5.
- ❖ KARMIGGELT, Rob. Mean value modelling of a MB A-class s.i. engine. Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering. Tesis de Maestría. No. 99.007. Marzo 1999.
- ❖ KARMIGGELT, Rob. Mean value modelling of a s.i. engine. Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering. Octubre 1998.
- ❖ MELENDEZ DIAZ, José Benjamín. RODRÍGUEZ URRUTIA, Arturo Enrique. Implementación de la tecnología de la gasificación para operar en los beneficio de café. Mayo 2006 San Salvador, EL Salvador, C.A. tesis (Ingeniero mecánico) – Universidad Centroamericana “JOSE SIMEON CAÑAS”. Facultad de Ingeniería y Arquitectura.
- ❖ MELGAR BACHILLER, Andrés. Motores Térmicos. Motores de Combustión Interna Alternativos Introducción. Elementos Constructivos. Clasificación. Universidad de Valladolid. Departamento de Ingeniería Energética y Fluido mecánica, 2005.

- ❖ MENDOZA SOTO, José Luis. Modelado y control de un sistema de propulsión híbrido diésel eléctrico. Tesis de maestría. Universidad Nacional Autónoma de México. México, 2008.
- ❖ MOSKWA, John J. Automotive Engine Modeling for Real Time Control. Tesis de Doctorado. Massachusetts Institute of Technology. Mayo 1998.
- ❖ MUÑOZ RODRIGUEZ, Alejandro. Modelado de motor de combustión interna para predicción de fallas de funcionamiento. Tesis de Maestría (Ingeniería Mecánica). Universidad Nacional de Colombia. Bogotá, D.C., 2012.
- ❖ PAYRI, F. M. DESANTES, J. Motores de combustión interna. Universidad Politécnica de Valencia. Editorial Reverté. Pp. 12-17. 2002.
- ❖ PÉREZ RODRÍGUEZ, Alejandro. Sistema de control, inyección y encendido, para motores térmicos y alternativos de ciclo Otto basado en programación abierta bajo LabVIEW™. Tesis de grado (Ingeniero Industrial). Escuela Técnica Superior de ingeniería Industrial de Barcelona. Junio 2007.
- ❖ RIVERA, Diego Andrés; MENESES SILVA, Yoediver; VASQUEZ, Leonidas. Material educativo virtual sobre el motor wankel y diseño mecánico-térmico con su respectivo procedimiento de manufactura para un motor wankel destinado al modelismo. Bucaramanga, 2008, 288 h. tesis (Ingeniero mecánico) – Universidad Industrial de Santander. ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA.
- ❖ RODRÍGUEZ VÁSQUEZ, José Renato Desarrollo de un Sistema de Control Avanzado de la Presión del Vapor en una Caldera de Tubos de Fuego. Tesis de maestría (Ingeniería de Control y Automatización). Pontificia Universidad Católica del Perú.

- ❖ STEFANOPOULOU A. G., et al. Joint Air-fuel ratio and Torque Regulation Using Secondary Cylinder Air Flow Actuators, 1999.

- ❖ T. Hägglund, K.J. Åström, (1995) "PID Controllers: Theory, Design and Tuning". 2nd Ed, Instrument Society of America, Library of Congress Cataloging-in-Public Data, United States of America.

- ❖ WEEKS, R. AND MOSKWA, J., "Automotive engine modeling for real-time control using Matlab/Simulink," SAE TECHNICAL PAPER 950417, 1995, DOI:10.4271/950417.

- ❖ WEN-PO, Chaing. LIANGTAO, Zhu. RAVINDRA, Patankar. Mean Value Engine Modeling and Validation for a 4-stroke, Single Cylinder Gasoline Engine. Trends in Applied Sciences Research, 2: 124-131. 2007.