

# Control de un motor de combustión interna diésel

José Luis Mendoza-Soto<sup>†</sup> y Luis Alvarez-Icaza<sup>‡</sup>  
Instituto de Ingeniería  
Universidad Nacional Autónoma de México  
04510 Coyoacán DF, México

**Resumen**—Se propone un controlador para el flujo de combustible en un motor de combustión interna diésel utilizando la técnica de control predictivo generalizado bajo un esquema de ganancias programadas. El controlador se aplica al modelo no lineal de motor diésel y se compara el consumo de combustible con el consumo obtenido por otro controlador al seguir la referencia de un ciclo de manejo.

## I. INTRODUCCIÓN

La contaminación del aire es una de las consecuencias del alto consumo de energía en todo el mundo. Una gran parte del consumo ocurre en los sistemas de transporte que utilizan como principal fuente de energía la gasolina, debido a la relativa facilidad de su producción, almacenamiento y distribución. Estos sistemas de transporte contribuyen a la contaminación del aire de manera importante con emisiones de monóxido de carbono ( $CO$ ), óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ), dióxido de carbono ( $CO_2$ ) y de compuestos orgánicos volátiles ( $COV$ ). Estas emisiones producen problemas de salud en las personas y contribuyen al cambio climático y la lluvia ácida.

En los últimos años se ha observado un incremento en el número de vehículos impulsados con motores diésel, pues estos tienen una mayor eficiencia energética comparados con los motores de gasolina (Guzzela y A., 1998) y también reducen las emisiones de ( $CO$ ) y ( $NO_x$ ). Por ser motores de combustión interna, los motores diésel tienen como inconveniente las emisiones ya listadas, pero además emiten dióxido de azufre ( $SO_2$ ) y partículas finas irritantes. Estas desventajas se reducen con el uso de combustibles ultrabajos en azufre, turbocompresores con recirculación de gases de escape y filtros apropiados.

### I-A. La relación Aire-Combustible (A/C)

La relación aire-combustible es uno de los parámetros en un motor de combustión interna que más influyen en el comportamiento de la combustión y consecuentemente en la cantidad de emisiones contaminantes generadas. La relación aire-combustible muestra la composición química de la mezcla en los cilindros del motor. Este parámetro está dado por:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \quad (1)$$

donde  $\dot{m}_{ao}$  y  $\dot{m}_f$  son los flujos máscicos de aire y de combustible respectivamente en la mezcla. La relación A/C ideal

para emisiones óptimas, economía de combustible y un buen rendimiento del motor depende del tipo de combustible. Este valor es conocido como relación estequiométrica e indica cuantas veces más aire que combustible es necesario para realizar la combustión completa del combustible. La relación estequiométrica para un combustible diésel común es igual a 14.8. En la Fig. 1 se muestra el comportamiento de las emisiones contaminantes al cambiar la relación A/C. El valor  $\lambda$  no debe caer por debajo de un valor establecido (no debe ser menor que 14.8) de otra forma las partículas de  $NO_x$ ,  $PM$  y  $CO$  se incrementan rápidamente. Un motor Diesel trabaja normalmente con mezcla pobre porque el proceso de combustión del gasóleo no requiere una mezcla estequiométrica (como en un motor a gasolina) o rica para que se quemara adecuadamente y la relación A/C puede ser variada de acuerdo al par requerido por medio de un sistema turbocompresor.

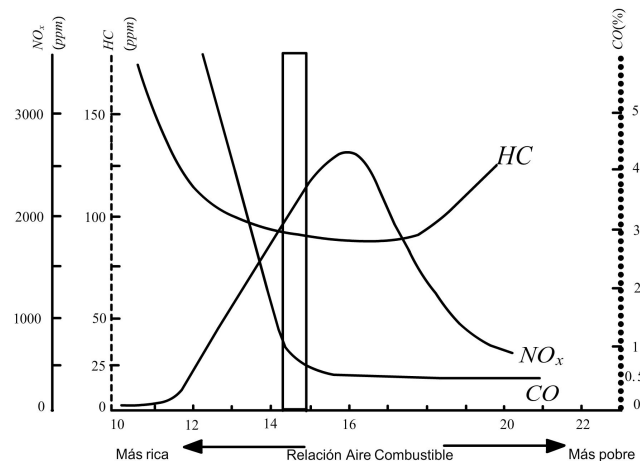


Figura 1. Relación Aire combustible y emisiones contaminantes

Los objetivos de este trabajo se resumen en dos puntos: mantener la relación aire combustible ligeramente por encima del valor correspondiente a la relación estequiométrica para el combustible diésel y minimizar el consumo de combustible al tiempo que se cumple con la potencia demandada por el conductor a través de un ciclo de manejo creado para la ciudad de México (SMADF, 2007).

En este trabajo se eligió el control predictivo generalizado (CPG) (Camacho y Bordons, 2000) como metodología para desarrollar el controlador de flujo de combustible para el motor diésel, pues este controlador será integrado con el

<sup>†</sup>Estudiante de posgrado, eemsj03@yahoo.com.mx

<sup>‡</sup>Investigador, alvar@pumas.iingen.unam.mx, Corresponsal.

controlador de un turbocompresor y el de una máquina eléctrica. Dichos dispositivos, el motor diésel y la máquina eléctrica forman parte del tren de impulso de un vehículo híbrido y la intención es operar este tren de impulso de tal suerte que minimice el consumo de combustible y emisiones, a la vez que cumple con las consignas de manejo del conductor. La metodología de CPG permite resolver este problema de optimización de manera natural. Dada la naturaleza no lineal de los modelos involucrados, se recurre al esquema de ganancias programadas.

## II. EL MODELO DEL MOTOR DIÉSEL

La dinámica del eje se describe por medio de la ecuación de potencia mecánica (Outbib y Ouladsine, 2002):

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J\omega} (P_i - P_b) \quad (2)$$

donde  $\omega$  es la velocidad angular del motor,  $J$  es la inercia del motor de combustión interna,  $P_i$  es la potencia que actúa en el eje del motor y  $P_b$  incluye la potencia de freno total. La potencia  $P_i$  es un función del valor de calentamiento inferior o valor calorífico neto (en inglés *lower heating value*, definido como la cantidad de energía proporcionada por unidad de masa de la combustión total del combustible, para el caso del diésel:  $43 \frac{MJ}{kg}$ ) (Challen, 1999), la cantidad de combustible inyectado y la eficiencia de conversión del combustible. Una forma relativamente completa de esta eficiencia es el producto de dos términos, el primero integra las pérdidas de calor en las paredes del motor y depende de la velocidad del motor y el segundo se debe a las pérdidas ocasionadas por los productos sin quemar. En (Younes, 1993) se obtuvo una forma polinomial de esta eficiencia de conversión en términos de la relación aire-combustible:

$$\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2 \quad (3)$$

Con  $a_\lambda > 0$ ,  $b_\lambda > 0$  y  $c_\lambda < 0$ .

Sustituyendo (1) y (3) en (2) y considerando el valor calorífico neto  $p_{th}$ :

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J\omega} \left( p_{th} \left( a_\lambda + b_\lambda \frac{m_{ao}}{\dot{m}_f} + c_\lambda \left( \frac{m_{ao}}{\dot{m}_f} \right)^2 \right) - P_b \right) \quad (4)$$

Se asume además que el aire que entra en el múltiple de entrada cumple con la ley de gases ideales, la temperatura en el múltiple de entrada varía muy lentamente respecto a la presión, la velocidad del motor y el calor intercambiado con lo muros del múltiple de entrada también se desprecia.

La dinámica del múltiple de entrada es:

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad (5)$$

con

$$m_a = \frac{p_a V_a}{r T_a} \quad (6)$$

donde  $r$  es la constante de gases ideales,  $V_a$ ,  $p_a$ ,  $T_a$  son el volumen, la presión y la temperatura en el múltiple de

entrada respectivamente, y  $\dot{m}_{ai}$  y  $\dot{m}_{ao}$  son respectivamente el flujo de aire que entra en el múltiple de entrada desde el compresor y el flujo de aire que sale del múltiple de entrada y entra a la cámara de combustión (Jankovic y Kolmanovsky, 2000). Al sustituir (6) en (5)

$$\frac{V_a}{r T_a} \frac{dp_a}{dt} = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad (7)$$

La masa de aire que entra en la cámara de combustión puede ser calculada como:

$$\dot{m}_{ao} = \frac{n V_d \omega p_a}{4 \pi r T_a} \quad (8)$$

donde  $V_d$  es el volumen de desplazamiento del cilindro que puede calcularse como  $V_d = V_{cy} \eta_v$ , con  $\eta_v$  la eficiencia volumétrica,  $V_{cy}$  el volumen del cilindro y  $n$  el número de cilindros.

Sustituyendo (8) en (4) se obtiene la ecuación dinámica para la velocidad del motor:

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J\omega} p_{th} a_\lambda + p_{th} b_\lambda \frac{1}{4\pi} \frac{n}{r} \frac{\omega}{T_a} \frac{V_{cy} \eta_v}{\dot{m}_f} p_a + c_\lambda p_{th} \frac{1}{J} \frac{1}{16\pi^2} \frac{n^2}{r^2} \frac{\omega}{T_a^2} \frac{V_{cy}^2 \eta_v^2}{\dot{m}_f^2} p_a^2 - \frac{1}{J\omega} P_b \quad (9)$$

Finalmente, sustituyendo las Ecs. (6) y (8) en (5):

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{r T_a}{V_a} \dot{m}_{ai} - \frac{n V_{cy} \eta_v \omega}{4 \pi V_a} p_a \quad (10)$$

## III. CONTROL PREDICTIVO GENERALIZADO

Un modelo CARIMA (Camacho y Bordons, 2000) con  $n$  entradas y  $n$  salidas puede ser representado como:

$$\mathbf{A}(z^{-1}) y(t) = \mathbf{B}(z^{-1}) u(t-1) + \frac{1}{\Delta} \mathbf{C}(z^{-1}) e(t) \quad (11)$$

donde  $\mathbf{A}(z^{-1})$  y  $\mathbf{C}(z^{-1})$  son matrices polinomiales mónicas de dimensión  $n \times n$  y  $\mathbf{B}(z^{-1})$  es una matriz de dimensión  $n \times m$ , dichas matrices se definen como:

$$\mathbf{A}(z^{-1}) = I_{n \times n} + A_1 z^{-1} + A_2 z^{-2} + \dots + A_{n_a} z^{-n_a} \quad (12)$$

$$\mathbf{B}(z^{-1}) = B_0 + B_1 z^{-1} + B_2 z^{-2} + \dots + B_{n_b} z^{-n_b} \quad (13)$$

$$\mathbf{C}(z^{-1}) = I_{n \times n} + C_1 z^{-1} + C_2 z^{-2} + \dots + C_{n_c} z^{-n_c} \quad (14)$$

El operador  $\Delta$  se define como  $\Delta = 1 - z^{-1}$ . Las variables  $y(t)$ ,  $u(t)$  y  $e(t)$  son vectores de salidas, de entradas y de ruido de dimensiones  $n \times 1$ ,  $m \times 1$  y  $n \times 1$  respectivamente en el instante de tiempo  $t$ . El ruido se supone como ruido blanco de media cero.

Se considera el siguiente criterio de optimización cuadrático con horizonte finito:

$$J(N_1, N_2, N_3) = \sum_{j=N_1}^{N_2} \|\hat{y}(t+j|t) - w(t+j)\|_{R_2}^2$$

$$+ \sum_{j=1}^{N_3} \|\Delta u(t+j-1)\|_Q^2 \quad (15)$$

donde  $\hat{y}(t+j|t)$  es una predicción óptima  $j$  pasos adelante de la salida del sistema en el instante  $t$ ,  $N_1$  y  $N_2$  son los horizontes de predicción mínimo y máximo respectivamente y  $w(t+j)$  es un vector que es la secuencia de referencia.  $R$  y  $Q$  son matrices de ponderación positivas definidas.

Considerando el caso más usual cuando  $\mathbf{C}(z^{-1}) = I_{n \times n}$ , la predicción óptima para el vector de salidas puede ser generada a partir de la siguiente ecuación Diofantina:

$$I_{n \times n} = \mathbf{E}_j(z^{-1}) \tilde{\mathbf{A}}(z^{-1}) + z^{-j} \mathbf{F}_j(z^{-1}) \quad (16)$$

la predicción del vector de salida es:

$$y(t+j) = \mathbf{F}_j(z^{-1}) y(t) + \mathbf{E}_j(z^{-1}) \mathbf{B}(z^{-1}) \Delta u(t+j-1) + \mathbf{E}_j(z^{-1}) e(t+j) \quad (17)$$

Si se hace:

$$\mathbf{E}_j(z^{-1}) \mathbf{B}(z^{-1}) = \mathbf{G}_j(z^{-1}) + z^{-j} \mathbf{G}_{jp}(z^{-1})$$

La ecuación de predicción queda como:

$$\hat{y}(t+j|t) = \mathbf{G}_j(z^{-1}) \Delta u(t+j-1) + \mathbf{f}_j \quad (18)$$

donde  $\mathbf{f}_j = \mathbf{G}_{jp}(z^{-1}) \Delta u(t-1) + \mathbf{F}_j(z^{-1}) y(t)$

La ecuación (15) puede reescribirse como:

$$J = (\mathbf{G}_{N_{123}} \mathbf{u}_{N_3} + \mathbf{f}_{N_{12}} - w)^T \bar{R} (\mathbf{G}_{N_{123}} \mathbf{u}_{N_3} + \mathbf{f}_{N_{12}} - w) + \mathbf{u}_{N_3}^T \bar{Q} \mathbf{u}_{N_3} \quad (19)$$

donde  $\bar{R} = \text{diag}(R, \dots, R)$  y  $\bar{Q} = \text{diag}(Q, \dots, Q)$ .

El valor óptimo para el vector de entradas es:

$$\mathbf{u} = (\mathbf{G}_{N_{123}}^T \bar{R} \mathbf{G}_{N_{123}} + \bar{Q})^{-1} \mathbf{G}_{N_{123}}^T \bar{R} (\mathbf{w} - \mathbf{f}_{N_{12}}) \quad (20)$$

que puede expresarse como:

$$\Delta u(t) = K(w - f) \quad (21)$$

donde  $K$  es la primera fila de la matriz  $(G^T G + \lambda I)^{-1} G^T$

#### IV. GANANCIAS PROGRAMADAS

La metodología de ganancias programadas permite definir distintos puntos de operación para el motor diésel, alrededor de los cuales se puede linealizar el modelo descrito en las Ecs. (9) y (10). Para elegir los puntos de operación se procede como sigue. Se toma como referencia el ciclo de manejo para autobuses urbanos desarrollado para la Ciudad de México (SMADF, 2007). A través de la relación de engranes se puede relacionar la velocidad vehicular con la velocidad angular  $\omega$  del motor diésel. Dada la velocidad angular  $\omega$ , se encuentra el punto de equilibrio de la Ec. (5), que quedará en función de la presión en el múltiple de entrada  $p_a$ . Si se substituye esta presión en la Ec. (6), se determina el flujo de combustible que produce eventualmente este equilibrio. El proceso se

repetió de tal forma que se eligieron quince puntos de operación para todo el rango de velocidades del ciclo de manejo, alrededor de los cuales se linealizó el modelo del motor diésel. Los puntos de operación fueron elegidos con base en el comportamiento de los polos del sistema en lazo cerrado, en donde se buscó que el sistema se mantuviera asintóticamente estable.

#### V. ESTABILIDAD

Se definen las fronteras  $x_i \in X$  con  $i = 1, 2, \dots, 16$  de la partición del espacio de estado  $X \in \mathbb{R}^2$ . En cada partición se tomaron puntos de linealización  $x_l = (\omega_l, p_l, m, f_l)$ , con  $l = 1, 2, \dots, i-1$  y  $x_i < x_l < x_{i+1}$ . Los polinomios  $A_i$ ,  $B_i$  y  $C_i$  son parte del modelo calculado por linealización en los puntos  $x_i$ , los polinomios  $S_{l,l+1}$  y  $R_{l,l+1}$  son calculados a partir de la acción de control  $\Delta u_{l,l+1}(t)$  obtenida para los puntos de linealización  $x_{l,l+1}$ . En los puntos  $x_i$  se asume un traslape de las regiones de atracción correspondientes a la operación de los sistemas en lazo cerrado obtenidos a partir de la linealización en los puntos  $x_{l,l+1}$  por lo que la transición de una partición a otra se realiza sin pérdida de estabilidad. Lo anterior se puede comprobar mostrando que el sistema en lazo cerrado con la acción de control  $\Delta u_{l,l+1}(t)$  aplicada en el modelo obtenido por linealización en el punto  $x_i$  es asintóticamente estable.

La acción de control (21) calculada para cada punto  $x_l$  y  $x_{l+1}$  puede escribirse como:

$$\Delta u_{l,l+1}(t) = \frac{C}{R_{l,l+1}} w(t) - \frac{S_{l,l+1}}{R_{l,l+1}} y(t) \quad (22)$$

que al ser reemplazada en la ecuación (11) del modelo obtenido a partir de la linealización en los puntos  $x_i$  conduce a la expresión en lazo cerrado:

$$y(t) = \frac{B_i C_i z^{-1}}{R_{l,l+1} A_i \Delta + B_i S_{l,l+1} z^{-1}} w(t) + \frac{C_i R_{l,l+1}}{R_{l,l+1} A_i \Delta + B_i S_{l,l+1} z^{-1}} e(t) \quad (23)$$

donde los polinomios  $R_{l,l+1}$ ,  $S_{l,l+1}$  se calculan por medio de:

$$R_{l,l+1}(z^{-1}) = \frac{C_{l,l+1}(z^{-1}) + z^{-1} \sum_{n=N_1}^{N_2} (k_{l,l+1})_n (G_{pl,l+1})_n}{\sum_{n=N_1}^{N_2} k_n} \quad (24)$$

$$S_{l,l+1}(z^{-1}) = \frac{\sum_{n=N_1}^{N_2} (k_{l,l+1})_n (F_{l,l+1})_n}{\sum_{n=N_1}^{N_2} (k_{l,l+1})_n} \quad (25)$$

y donde el polinomio característico es:

$$R_{l,l+1}A_i\Delta + B_iS_{l,l+1}z^{-1} = 0 \quad (26)$$

para comprobar el traslape de regiones de atracción se debe cumplir  $|z| < 1$  en la ecuación (26), lo cual se realiza de manera computacional y se muestra en las Figs. 10 y 11.

## VI. APLICACIÓN DEL CPG AL CONTROL DEL MOTOR DIÉSEL

Para aplicar la técnica de CPG, como ya se mencionó, primero se linealiza la planta alrededor de varios puntos de operación. Los modelos lineales se discretizaron con la regla de mapeo bilineal con un periodo de muestreo de 0.005 [s], y como referencia  $w(t)$  el ciclo de manejo para la ciudad de México (SMADF, 2007) convertido a velocidad angular. Se aplicó el CPG a este modelo discreto para obtener la señal de control de flujo de combustible. Posteriormente, esta ley de control se aplicó al modelo no lineal de motor diésel y se observaron los resultados de seguimiento de velocidad.

Para explicar mejor la metodología, se presenta a continuación la metodología para el punto de operación  $\hat{x} = [40 \frac{rad}{s}, 100kPa]$ . Los parámetros del motor se obtuvieron de un motor Scania (SCANIA, 2010) y son:

- Momento de inercia  $J = 0,147kg/m$
- Volumen del cilindro  $V_{cy} = 0,00195 [m^3]$
- Número de cilindros  $n = 8$
- Eficiencia volumétrica  $\eta_v = 0,85$
- Eficiencia volumétrica  $\eta_v = 1,4$
- Temperatura en el múltiple de entrada  $T_a = 650 [K]$
- Flujo de aire entrando en la cámara de combustión  $m_{aip} = 0,3 [kg/s]$
- Valor calorífico neto para el diésel  $p_{th} = 42700 [kJ/kg]$
- Potencia máxima del motor: 243 [kW]

Para este punto de operación y parámetros del motor, el modelo linealizado del motor diésel es:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

donde:

$$A = \begin{bmatrix} 0,0176799 & 6,6 * 10^{-6} \\ -4212,9629 & -1,5632 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 21,946713 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Al utilizar un periodo de muestreo de 0,005 [s] se obtiene la función de transferencia discreta:

$$\frac{0,5487 + 0,0004272z^{-1} - 0,544z^{-2}}{1 - 1,99z^{-1} + 0,9923z^{-2}} \quad (27)$$

Se plantea la ecuación Diofantina (16):

$$1 = E_j(z^{-1}) (-0,992z^{-3} + 2,982z^{-2} - 2,99z^{-1} + 1,0) + z^j F_j(z^{-1}) \quad (28)$$

Para un horizonte de predicción  $N_1 = 1$ ,  $N_2 = N_u = 3$  y con  $j = 1, \dots, 3$  al resolver la ecuación Diofantina (28) se obtienen la matrices de predicción:

$$E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 2,9923 & 0 \\ 1 & 2,9923 & 5,96926 \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$F = \begin{bmatrix} 2,9923 & -2,9846 & 0,9923 \\ 5,9692 & -7,9385 & 2,969266 \\ 9,9233 & -14,8466 & 5,9233 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$G = \begin{bmatrix} 0,05486 & 0 & 0 \\ 0,16461 & 0,05486 & 0 \\ 0,27436 & 0,16461 & 0,05486 \end{bmatrix} \quad (31)$$

A partir de las matrices (29), (30) y (31) y por medio de la ecuación (18) se obtiene la predicción de la salida. Con el primer renglón de (31) se calcula la ganancia  $K = [0,04977 \ 0,14672 \ 0,24033]$ .

Por ultimo utilizando la ecuación (20) se obtiene la ley de control:

$$\begin{aligned} u(t) = & 1,04631u(t-1) + 0,058397u(t-2) \\ & - 0,10471u(t-3) - 3,40969y(t) \\ & + 4,88149y(t-1) - 1,90863y(t-2) \\ & + 0,04977w(t+1) + 0,14672w(t+2) \\ & + 0,24033w(t+3) \end{aligned} \quad (32)$$

Esta ley de control depende de las entradas  $u(t)$  pasadas y salidas  $y(t)$  pasadas y de las referencias  $w(t)$  futuras. El proceso de cálculo del control se repite para los diversos puntos de operación.

## VII. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

La Fig. 2 muestra el seguimiento de la velocidad angular de referencia cuando el control predictivo de la Ec. (32) se aplica al modelo no lineal del motor diésel en las Ecs. (9) y (10), mientras que la Fig. 3 muestra el error de seguimiento en velocidad. Ambas figuras permiten observar que el seguimiento de velocidad es muy bueno. Finalmente, la Fig. 4 muestra la señal de control para el flujo de combustible.

La Fig. 5 muestra la traza de los puntos de operación. Puede notarse que para velocidades bajas, el punto de operación resulta relativamente lejano de la velocidad de referencia, mientras que para velocidades altas los puntos de operación son muy cercanos a la referencia de velocidad. Esta distribución se propuso después de observar que si los puntos de operación se elegían con velocidades muy bajas, el seguimiento de la velocidad obtenido con el CPG mostraba una degradación en su desempeño. En la Fig. 6 se muestra el par generado por el motor, cuando la referencia del par de carga es de 1,000 [Nm]. Puede notarse que el error de seguimiento de par es muy pequeño. Finalmente, la Fig. 7 muestra la relación aire-combustible. Puede notarse que esta relación está lejos de la relación estequiométrica. Este resultado obedece a la estructura del



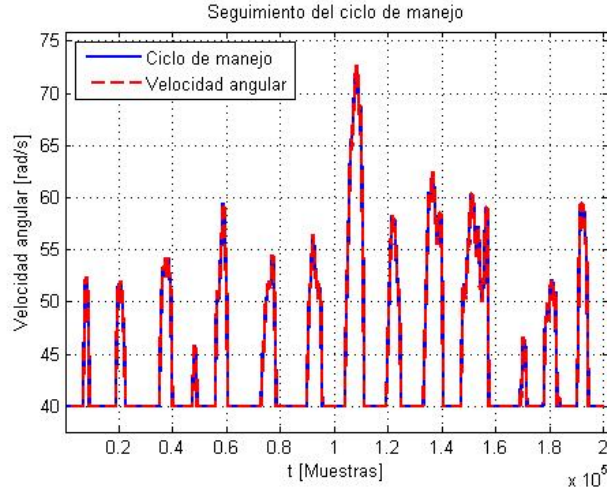


Figura 2. Error de seguimiento

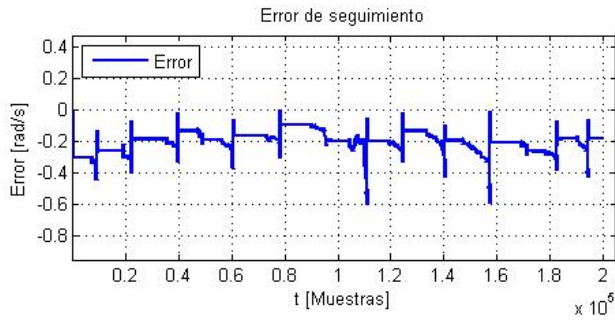


Figura 3. Error de seguimiento

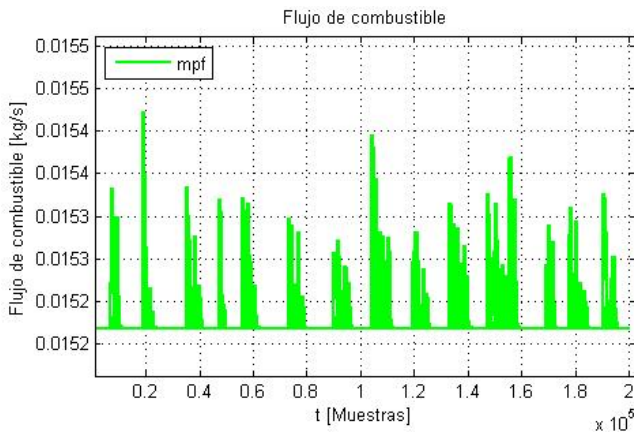


Figura 4. Flujo de combustible

criterio de optimización en la Ec. (15) que, como puede notarse, no incluye ninguna penalización por las emisiones. El control produce, naturalmente, una mezcla pobre que inyecta poco combustible pues así se reduce su consumo, mientras se mantiene el error de seguimiento de velocidad en rangos aceptables.

Para propósitos de comparación se probó el controlador no lineal encontrado en (Outbib y Ouladsine, 2002) con los

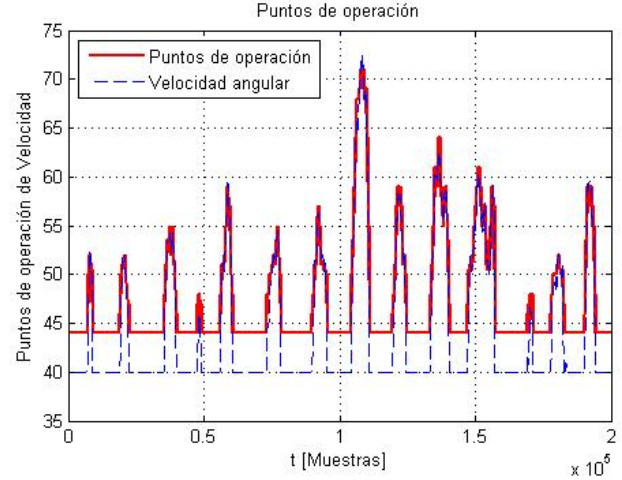


Figura 5. Puntos de operación

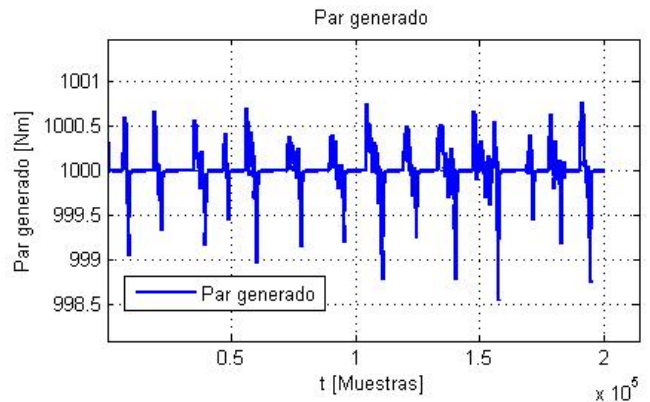


Figura 6. Par generado

mismos parámetros usados para el controlador propuesto en este artículo. Los resultados del error de seguimiento se muestran en la Fig. 8. Como puede notarse, la amplitud máxima del error es mucho mayor que la obtenida con el controlador diseñado por el CPG. Se observa además, cuando se comparan las Figs. 3 y 8, que el CPG tiene un pequeño sesgo en el seguimiento de velocidad, que puede ser explicado por el uso de un punto de operación lejano a la velocidad de referencia, pues el sesgo ocurre precisamente en las zonas de baja velocidad. Este sesgo puede eliminarse fácilmente con la inclusión de un integrador en la ley de control. La Fig. 9 muestra el flujo de combustible para este controlador no lineal. La integral de las Figs. 4 y 9, que representa el combustible total consumido conduce a diferencias despreciables entre el consumo de combustible de ambos controladores. Las Figs. 10 y 11 muestran la operación estable del sistema en lazo cerrado en los puntos de transición de una región de operación a otra. Con el tiempo de discretización y los horizontes de predicción elegidos, el proceso de minimización se puede resolver en tiempo real.

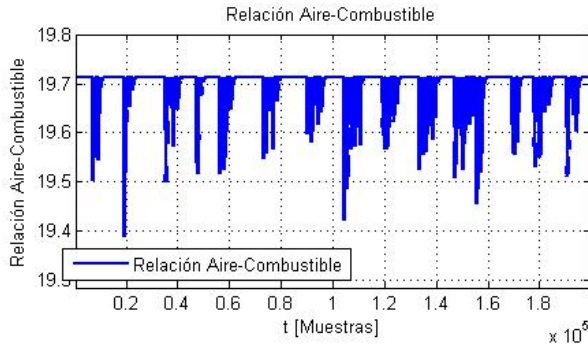


Figura 7. Relación aire combustible

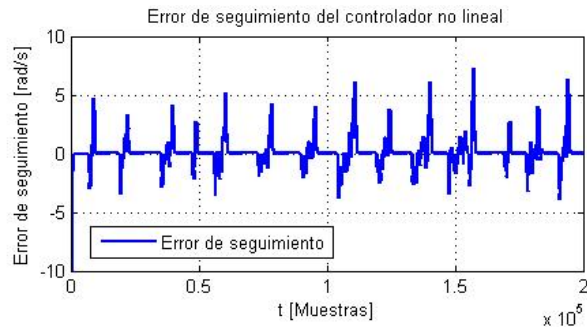


Figura 8. Error de seguimiento para un controlador no lineal

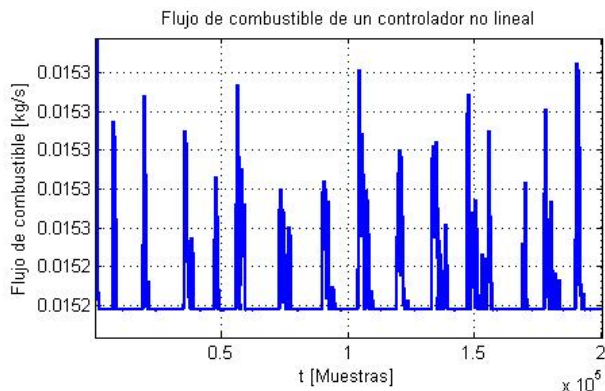


Figura 9. Flujo de combustible para un controlador no lineal

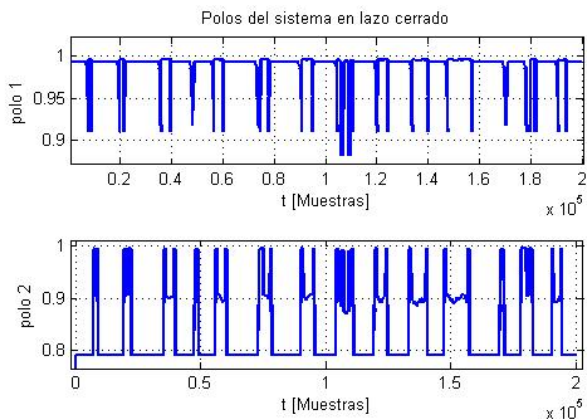


Figura 10. Polos en lazo cerrado de  $\Delta u_l$  aplicada en  $x_i$

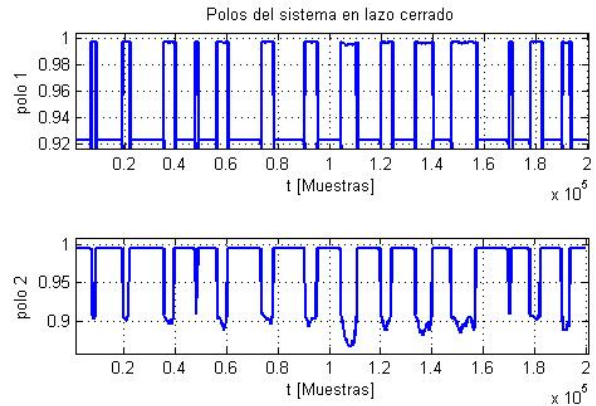


Figura 11. Polos en lazo cerrado de  $\Delta u_{l+1}$  aplicada en  $x_i$

## VIII. CONCLUSIONES

Se presentó un controlador para un motor diésel basado en las técnicas de Control Predictivo Generalizado y Ganancias Programadas. El control obtenido es simple de calcular para horizontes de tiempo pequeños. Los resultados de simulación obtenidos son muy buenos y se comparan favorablemente con los obtenidos con un control no lineal disponible en la literatura (Outbib y Ouladsine, 2002). Queda pendiente incorporar el sistema turbocompresor con recirculación de gases de escape para regular la cantidad de aire que entra en la cámara de combustión e influir en la relación aire-combustible con el fin de incrementar la potencia proporcionada por el motor y reducir las emisiones contaminantes. También es necesario explorar con mayor profundidad el efecto del horizonte de predicción y la estrategia para penalizar apropiadamente las emisiones en el criterio de optimización.

## IX. AGRADECIMIENTOS

Este proyecto se realizó con el patrocinio parcial de los proyectos CONACYT 103640 y PAPIIT-UNAM IN108010.

## REFERENCIAS

- Camacho, E. F. y C. Bordons (2000). *Model Predictive Control*. Springer-Verlag. Great Britain.
- Challen, Rodica Baranescu Bernard (1999). *Diesel Engine Reference Book*. Planta Tree. India.
- Guzzela, L. y Amstutz A. (1998). Control of diesel engines. *IEEE Control Syst.Mag.* **18**, 53–71.
- Jankovic, M., Jankovic M. y Kolmanovsky (2000). Constructive Lyapunov control design for turbocharged diesel engines. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* **8**(2), 288–299.
- Outbib, R. Dovifaaz, X. Rachid A. y Ouladsine (2002). Speed control of a diesel engine: A nonlinear approach. En: *Proceedings of the American Control Conference*. Anchorage, Alaska USA. pp. 3293–3294.
- SCANIA (2010). Technical specification 9-litre engine dc9 243 kw (330 hp). <http://www.scania.com>.
- SMADF (2007). Ciclo de manejo para autobuses de la ciudad de México. <http://www.sma.df.gob.mx>.
- Younes, R. (1993). *Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur Diesel avec turbocompresseur géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions*. Thèse de l'Ecole Centrale de Lyon. Lyon.