



## ESTIMADOR DE LA CARGA (AIRE-GNC) ASPIRADA POR EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DURANTE CONDICIONES TRANSITORIAS DE OPERACIÓN

ANDRÉS BARBIERI, DAVID SAMAT, HÉCTOR MOLINA

Universidad Nacional de San Juan  
Instituto de Mecánica Aplicada  
Libertador Gral. San Martín 1109 -oeste-, 5400 San Juan, Argentina

(Recibido 28 de agosto de 2002, revisado 1 de mayo de 2004, para publicación 27 de noviembre de 2004)

**Resumen** – Durante las operaciones transitorias de un motor, se requiere de una exacta relación aire combustible, a los efectos de optimizar la eficiencia y reducir las emisiones. Motores que de fábrica no están acondicionados para funcionar con gas y son transformados para funcionar con combustibles gaseosos (GNC) en los que se utiliza para su dosado mezcladores tipo Venturi, no brindan una respuesta satisfactoria para las condiciones antes expuestas. El presente trabajo describe y desarrolla un estimador a lazo abierto de la relación aire-GNC aspirada por los cilindros para mejorar las condiciones transitorias y de regulación de los motores a GNC con mezcladores tipo venturi, utilizando para tal efecto sensores másicos de caudal en el pasaje del aire y del combustible gaseoso. La clave del estimador está en la inclusión de la dinámica de los sensores másicos, como se demuestra en los resultados de la simulación.

### 1. INTRODUCCIÓN

En motores de combustión interna que no vienen equipados de fábrica para funcionar con Gas Natural Comprimido (GNC) y son adaptados para funcionar con dichos combustibles gaseosos GNC, funcionando con mezclas pobres (*Lean-Burn*), en los que se utilizan mezcladores (aire – gas) del tipo venturi, la regulación del dosado es deficiente. Aquellos motores adaptados que operan con dosado a lazo abierto, en los que el venturi es calibrado para estados de cargas intermedias (regulación fija), presentan deficiencias tanto en bajas como en altas cargas. En los estados transitorios, el sistema presenta una inadecuada respuesta al par motor demandado por el conductor.

Por otro lado, en los sistemas de control a lazo cerrado para las adaptaciones con combustible gaseosos (realimentación midiendo concentración de oxígeno en los gases de escape para determinar y controlar mezclas ricas o pobres) se logra un control óptimo en los estados estacionarios del motor y no en los transitorios, debido a los tiempos de respuesta del motor ante una perturbación como una aceleración, al tiempo de respuesta de la sonda lambda, al sistema de llenado del colector de admisión, etc., que no permiten que el sistema realimentado mantenga las premisas predeterminadas de mezcla y logre el efecto demandado por el conductor. Por lo que en los transitorios se sale en general del lazo de control por realimentación, para utilizar otra estrategia de control en el dosado. El funcionamiento en frío del motor tampoco se controla a lazo cerrado, ya que el sensor de oxígeno empieza a funcionar superado un valor de temperatura.

Para el caso de los estados transitorios, una buena solución es una acción de control proactiva, (*feed forward*) sobre el dosado que se anticipe al evento, y no reactiva, por lo que es necesario estimar, en dichos transitorios, la carga que es aspirada por los cilindros para controlar su dosado [1–4]. Ésta solución mejoraría el funcionamiento para los dos tipos de adaptaciones antes expuestas. Dos métodos se utilizan para estimar la carga aspirada en los transitorios. El primero es el **Método Velocidad Densidad**, en el que el caudal másico aspirado por el motor se obtiene midiendo la presión del colector y la temperatura del mismo, y se calcula con la ley de los gases perfectos. En este método, el procesador requiere de un tiempo importante de cálculo, y además debe estimar el pasaje de gas por el venturi en la mezcla. El otro método

es el llamado **Método de Medición Directa del Caudal Másico**, en el que se utilizan sensores del tipo hilo caliente para medir directamente la masa de aire que entra al venturi mezclador.

El presente trabajo propone utilizar sensores másicos de caudal para el paso del aire y del gas a través del venturi y, además, en el caso de gas, la instalación de una válvula rápida que permita regular el dosado en todo su rango y resolver el problema transitorio, estacionario y las condiciones de funcionamiento en frío que los sistemas actuales tipo venturi no resuelven.

Por otra parte, el objetivo fundamental del presente trabajo es demostrar la importancia de tener en cuenta la dinámica de los sensores másicos a la hora de estimar la carga de aire aspirada por los cilindros.

A tal efecto se desarrollará la dinámica puesta en juego por los gases en el colector de admisión, y además, la del estimador de la carga aspirada, demostrando que es posible mejorar sustancialmente el algoritmo de estimación, teniendo en cuenta la dinámica de los sensores másicos, como ya se dijo mas arriba. No será abordada la problemática de controlar la válvula reguladora del paso de GNC al venturi.

En las siguientes secciones se expondrá el desarrollo de un modelo de simulación de: llenado y vaciado del colector de admisión, la dinámica del sensor másico de caudal y el algoritmo para el estimador, el cual será discretizado para poder trabajar con un microprocesador en la etapa de control.

Además, se utilizará un modelo de simulación para un motor de cuatro cilindros, desarrollado y validado por [5], de la Ford Motor Company, y modificado por P. Barnard (11/94) y T. Liefeld (9/94), de la compañía The Math Works, Inc.

Es de destacar que, a los efectos de probar las bondades de incluir o no la dinámica de los sensores másicos en la estimación de la carga aspirada por el motor, no interesa qué modelo de simulación del motor se utiliza, ya que el modelo de llenado y vaciado del colector de admisión, la dinámica de los sensores y el algoritmo del estimador, conforman un bloque externo a dicho motor. De todas maneras, se utilizó un modelo adoptado por Matlab- Simulink que ha sido ampliamente validado como ya se ha explicado.

## 2. MODELO DEL COLECTOR DE ADMISIÓN Y CARGA ASPIRADA

### 2.1. Modelo del colector de admisión

Antes de entrar en la descripción y desarrollo del modelo del colector de admisión, repasaremos algunos conceptos y consideraciones tenidas en cuenta en los sistemas de control en motores encendidos por chispa. Así, tenemos los llamados **modelos de valor medio (MVEMs)**, modelos estos simplificados y basados en conceptos físicos que tienen en cuenta los estados dinámicos de una variable puesta en juego en algo más que un ciclo de el motor, no teniendo en cuenta las variaciones que se producen de ciclo en ciclo. Por lo general, los modelos antes mencionados son utilizados para describir el proceso de llenado y vaciado del colector de admisión. De esta forma, cualquier estado del gas en el colector o en cualquier volumen de control, es definido por las ecuaciones de masa y conservación de la energía, como la relación del flujo de masa que entra y sale del colector. Por tanto, es obvio que se trata de un volumen de control. Este método asume una serie de simplificaciones, como que la presión y la temperatura en el colector de admisión se mantienen constantes, y lo asume porque a los fines del sistema de control, asumir que las variaciones de presión y temperatura en el colector de admisión durante un ciclo del motor son constantes, lo hace lo suficientemente preciso.

La modelación del colector de admisión es importante, ya que éste gobierna el flujo que entra a los cilindros. Este flujo es crucial para el comportamiento del motor, ya que se puede definir y controlar la relación aire–combustible puesta en juego. La cantidad de aire de entrada en los cilindros depende de dos factores:

- (i) El flujo que entra al colector de admisión (aire y gas), y la presión en el colector de admisión.
- (ii) El flujo que entra a los cilindros, que es determinado por un parámetro denominado carga aspirada a los cilindros  $Cyl_{(N,Pm)} = Q_{s,total}$ , que será descrito en la sección 2.1.1.

Se considerará un proceso adiabático en el colector de admisión con mezcla homogénea, la transferencia de calor en el mismo será despreciada.

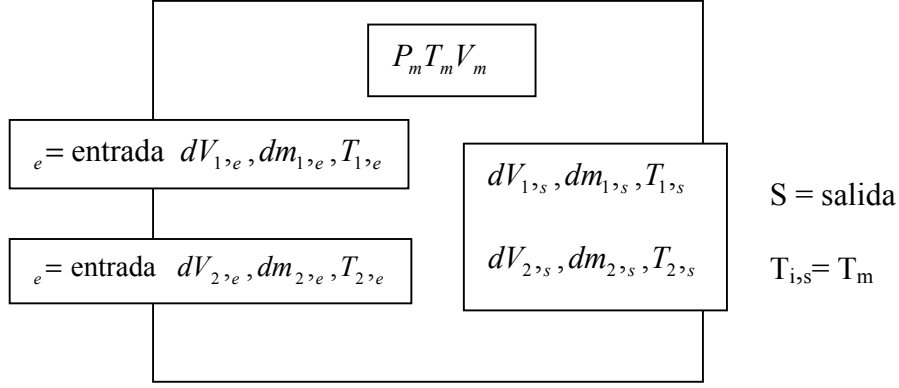


Fig. 1. Modelo del colector de admisión.

Haremos una descripción abreviada de las ecuaciones de estado utilizadas, un estudio completo puede verse en [6, 7].

Se considera una mezcla de dos gases, aire-gas, en un volumen,  $V_m$ , que es el del colector de admisión y sus carreras asociadas hasta los cilindros.

Para la deducción de las ecuaciones de estado tomaremos los gases como componentes separados (Fig. 1). En el tratamiento de los gases en forma separada, cada uno tiene asociadas una presión parcial  $p_i$ , la masa  $m_i$ , la temperatura  $T_i$  y la constante de los gases  $R_i$ .

Se presenta un modelo basado en dos variables de estado, la masa de la carga aire-gas del colector  $m_m$  y la presión en el mismo  $P_m$ .

Aplicando la ley de los gases ideales:

$$p_i V_m = m_i R_i T_m \quad (1)$$

donde nosotros consideraremos uno de los gases como el componente 1 (aire), un pequeño intervalo de tiempo  $dt$  y un diferencial de volumen  $dv_{1,e}$  de gas entrando al reservorio. El trabajo para introducir este volumen en el colector podemos tomarlo como:

$$p dv_{1,e} = dm_{1,e} R_1 T_{1,e} \quad (2)$$

donde el gas también presenta una energía interna  $\mu_{1,e}$  (por unidad de masa):

$$\mu_{1,e} = C_{v1} T_{1,e} = C_{v1} T_m \quad (3)$$

En la ecuación (3)  $C_{v1}$  representa el calor específico a volumen constante.

Si tenemos un flujo de salida del reservorio del mismo componente, para este flujo:

$$\begin{aligned} p dv_{1,s} &= dm_{1,s} R_1 T_{1,s} = dm_{1,s} R_1 T_m \\ \mu_{1,s} &= C_{v1} T_{1,s} = C_{v1} T_m \end{aligned} \quad (4)$$

Usando las ecuaciones (2) y (4) y con la relación  $C_p = C_v + R$ , en la que  $C_p$  representa calor específico a presión constante, podemos escribir la ecuación de energía no estacionaria para el componente 1:

$$\begin{aligned} dU_1 &= dm_{1,e} C_{v1} T_{1,e} + dm_{1,e} - dm_{1,s} C_{v1} T_{1,s} \\ dU_1 &= dm_{1,e} C_{p1} T_{1,e} - dm_{1,s} C_{p1} T_{1,s} \end{aligned} \quad (5)$$

Podemos escribir también:

$$\begin{aligned} dp_1 V &= dm_1 R_1 T + m_1 R_1 dT = R_1 (dm_1 T + m_1 dT) \\ dU_1 &= dm_1 C_{v1} T + m_1 C_{v1} dT = C_{v1} (dm_1 T + m_1 dT) \end{aligned} \quad (6)$$

Para el gas 1 (aire):

$$\frac{Cv_1 d p_1 V}{R_1} = dU_1 = d m_{1,e} Cp_1 T_{1,e} - d m_{1,s} Cp_1 T_{1,s} \quad (7)$$

Si  $Q_1$  indica el caudal másico del gas 1, podemos escribir la relación como:

$$\dot{P}_1 = \frac{R_1 Cp_1}{V_m Cv_1} (Q_{1,e} T_1 - Q_{1,s} T_m) \quad (8)$$

donde  $\dot{P}_1$  representa la variación temporal de la presión.

Esta es la ecuación de estado cuando nosotros tenemos solamente el gas 1 (aire). Para un sistema con dos gases, si el subíndice 1 denota el aire y el subíndice 2 el GNC, tendremos:

$$\dot{P}_m = \dot{P}_1 + \dot{P}_2 = \frac{R_1 Cp_1}{V_m Cv_1} (Q_{1,e} T_1 - Q_{1,s} T_m) + \frac{R_2 Cp_2}{V_m Cv_2} (Q_{2,e} T_2 - Q_{2,s} T_m) \quad (9)$$

Si se asume que a la salida del colector, es decir, lo que debe entrar a los cilindros, debe ser:

$$\begin{aligned} Q_{1,s} &= \frac{m_1}{m_1 + m_2} Q_{s,total} \\ Q_{2,s} &= \frac{m_2}{m_1 + m_2} Q_{s,total} \end{aligned} \quad (10)$$

donde  $Q_{s,total} = Q_1 + Q_2$ , y en la que  $m_1$  representa la masa de aire y  $m_2$  la masa de gas, podemos escribir la ecuación de estado de la presión de la siguiente forma:

$$\dot{P}_m = \frac{1}{V_m} \left[ \frac{R_1 Cp_1}{Cp_1 - R_1} Q_{1,e} T_{1,e} + \frac{R_2 Cp_2}{Cp_2 - R_2} Q_{2,e} T_{2,e} - \left( \frac{R_1 Cp_1}{Cp_1 - R_1} (1-f) + f \frac{R_2 Cp_2}{Cp_2 - R_2} \right) Q_{s,total} T_m \right] \quad (11)$$

donde  $Q_{1,e}$  representa el caudal másico de aire de entrada al colector de admisión, que será medido por un caudalímetro másico del tipo hilo caliente. De igual forma  $Q_{2,e}$  representa el caudal másico de gas natural comprimido, que será medido con otro caudalímetro del mismo tipo.

En la ecuación de estado de la presión del colector de admisión, el valor  $f$  representa la relación de la porción de gas en la mezcla total:

$$f = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \quad (12)$$

Cabe destacar que para la estequiometría de la mezcla:

$$\frac{m_1}{m_2} = 17.23$$

Como tenemos la influencia de dos gases, necesitamos dos ecuaciones de balance de masa:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= Q_{1,e} - (1-f) Q_{s,total} \\ \dot{Q}_2 &= Q_{2,e} - f Q_{s,total} \end{aligned} \quad (13)$$

en la que  $\dot{Q}_1$  representa la variación de flujo de aire en el colector que se produce en los transitorios, ya que en estado estacionario el aire que entra al colector  $Q_{1,e}$  es igual al que sale  $Q_{1,s} = (1-f) Q_{s,total}$ . La segunda expresión de (13) representa la variación del gas 2 (GNC) en los transitorios.

### 2.1.1. Modelo de la carga de aire-gas aspirada en el cilindro

El aire-gas aspirado por los cilindros es una función determinada por medio de regresión en función del número de revoluciones  $N$  y la presión del colector. Esta se logra mediante ensayos en bancos dinamométricos. Una explicación de dicho modelo puede verse en [1, 8, 9]. Para nuestro caso tomaremos la función modelada de un motor Ford de 4 cilindros, descrita en [5, 10]:

$$Cyl_{(N,P_m)} = \alpha + \beta NP_m + \gamma NP_m^2 + \sigma N^2 P_m \quad (14)$$

Esta ecuación empírica representa la carga que entra al cilindro, y podemos decir que:

$$Cyl_{(N,P_m)} = Q_{s,total} \quad (15)$$

### 2.1.2. Carga aire-gas por cilindro

La carga por cilindro de mezcla ( $C.M.C.$ ) por ciclo de aspiración es la cantidad crítica requerida para lograr el dosado necesario para una buena operación transitoria. En estado estacionario, la integral del caudal de carga bombeada a la salida del colector (o que entra a los cilindros)  $Cyl_{(N,P_m)}$  sobre dos revoluciones de motor  $2N$ , y dividida por él número de cilindros  $n$ , da como resultado la carga aspirada por cilindro.

Si las revoluciones del motor  $N$ , se mantienen constantes sobre un evento de aspiración del motor, la carga aspirada por cilindro queda determinada por:

$$C.M.C = \frac{120}{nN} Cyl_{(N,P_m)} \quad (16)$$

El valor de  $C.M.C.$  es el valor a estimar para poder definir el dosado de gas y obtener una respuesta satisfactoria en los transitorios, ya sea en un sistema abierto o con realimentación por sensor de oxígeno.

Los tiempos demandados en un ciclo de motor alrededor de las 2000 a 3000 rpm, son comparables a los tiempos de respuesta de los sensores másicos, lo que lleva a estimar la carga en los cilindros teniendo en cuenta su dinámica, más aún sabiendo que son de 3 a 5 veces no más rápidos que la dinámica de los colectores [1].

## 2.2. Estimador de la carga para los cilindros

La utilización de sensores másicos para lograr la medición y el control del dosado aire-gas en un mezclador tipo venturi controlando el pasaje de gas con una válvula de acción rápida, en la que se pueda estimar la aspiración del motor teniendo en cuenta los retardos de los sensores para los estados transitorios, soluciona el problema de relaciones fijas de los equipos existentes de lazo abierto y los de lazo cerrado, dando solución a los estados estacionarios y transitorios de los equipos existentes.

Desarrollaremos en este apartado un estimador de  $C.M.C.$  con dichos sensores, que nos permitirá adelantarnos en los transitorios *feed forward* y no esperar los tiempos de la realimentación para actuar sobre el dosado; para ello demostraremos la importancia de tener en cuenta la dinámica de los sensores.

La respuesta de un sensor másico puede aproximarse a un sistema de primer orden con constante de tiempo en el orden de los 20 a 30 ms, esto es:

$$\begin{aligned} \tau_1 \frac{d}{dt} MA_m + MA_m &= MA_a \\ \tau_2 \frac{d}{dt} MG_m + MG_m &= MG_a \end{aligned} \quad (17)$$

donde  $\tau_1$  es la constante de tiempo del sensor másico de aire,  $MA_m$  es el valor medido del caudal de aire, y  $MA_a$  es el valor real del aire que entra al colector. Para el valor medido de gas,  $\tau_2$  es su tiempo de respuesta,  $MG_m$  es el valor medido de gas, y  $MG_a$  es el valor real de gas que está entrando al colector.

Sustituyendo (17) en la ecuación de estado de la presión del colector (11):

$$\dot{P}_m = \frac{1}{V_m} \left[ \frac{R_1 C_{p1}}{C_{p1} - R_1} \left( \tau_1 \frac{d}{dt} MA_m + MA_m \right) T_{1,e} + \frac{R_2 C_{p2}}{C_{p2} - R_2} \left( \tau_2 \frac{d}{dt} MG_m + MG_m \right) T_{2,e} - \left( \frac{R_1 C_{p1}}{C_{p1} - R_1} (1-f) + f \frac{R_2 C_{p2}}{C_{p2} - R_2} \right) Cyl_{(N,P_m)} T_m \right] \quad (18)$$

Consideraremos iguales las temperaturas puestas en juego del aire y del gas, por lo que la ecuación (18) puede escribirse:

$$\dot{P}_m = K_m \left[ A \left( \tau_1 \frac{d}{dt} MA_m + MA_m \right) + B \left( \tau_2 \frac{d}{dt} MG_m + MG_m \right) - (A(1-f) + fB) Cyl_{(N,P_m)} \right] \quad (19)$$

Tomando:

$$X = \hat{P} - K_m \tau_1 A \cdot MA_m - K_m \tau_2 B \cdot MG_m \quad (20)$$

se tiene:

$$\begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= \frac{d\hat{P}}{dt} - K_m \tau_1 A \frac{d}{dt} MA_m - K_m \tau_2 B \frac{d}{dt} MG_m \\ &= K_m (A \cdot MA_m + B \cdot MG_m - DCyl_{(n,P_m)}) \end{aligned} \quad (21)$$

con  $A = \frac{C_{p1} R_1}{C_{p1} - R_1}$ ;  $B = \frac{C_{p2} R_2}{C_{p2} - R_2}$ ;  $D = (1-f)A + fB$ .

El valor estimado de la carga aspirada por los cilindros para la mezcla aire-GNC dará la siguiente expresión:

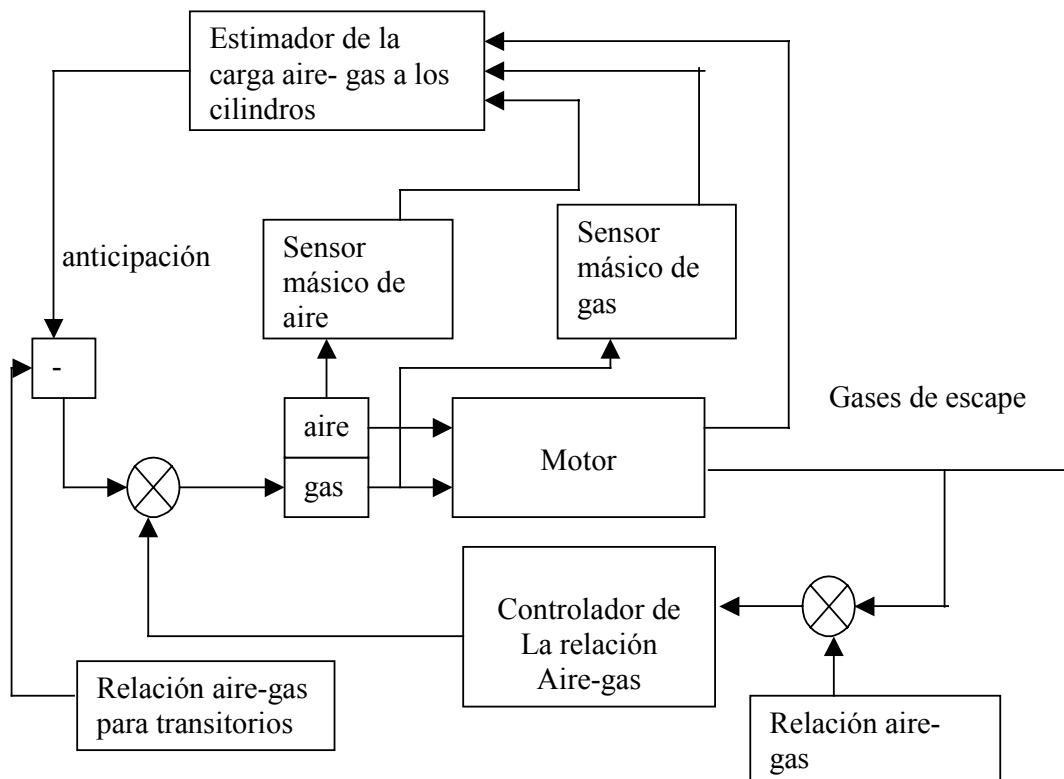


Fig. 2. Estrategia de control para la relación aire-combustible.

$$D \cdot \hat{Cyl}_{(N, \hat{P}_m)} = (\alpha + \beta N \hat{P}_m + \gamma N \hat{P}_m^2 + \lambda N^2 \hat{P}_m) D \quad (22)$$

Para estimar la carga que entra al cilindro tenemos que tomar el tiempo de un evento, por lo que:

$$\hat{CMC} = \frac{120}{nN} D \hat{Cyl}_{(N, X + K_m A \tau_1 MA_m + K_m B \tau_2 MG_m)} \quad (23)$$

Reordenando:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= K_m (A \cdot MA_m + B \cdot MG_m - D \hat{Cyl}_{(N, \hat{P}_m)}) \\ \hat{P}_m &= X + K_m \tau_1 A \cdot MA_m + K_m \tau_2 B \cdot MG_m \\ D \hat{Cyl}_{(N, X + AK_m \tau_1 MA_m + BK_m \tau_2 MG_m)} \end{aligned} \quad (24)$$

Las ecuaciones (23) y (24) representan el estimador de la carga aire–combustible para el cilindro. Si en ellas tomamos  $\tau_1 = \tau_2 = 0$ , el estimador ignora la dinámica de los sensores. Las ecuaciones entregan una estimación de la carga que entra al cilindro, compuesta por una parte de aire y otra de gas, que puede ser manejada por el sistema de control de la válvula que regula el pasaje de GNC, dando respuesta a las demandas transitorias con una anticipación, como muestra el diagrama de la Fig. 2.

La estrategia de control arriba planteada es una buena alternativa en el caso de sistemas de mezcla sin realimentación y fácil de implementar, para mejorar los estados de carga midiendo y regulando las relaciones aire–gas con sensores másicos, dando también respuesta a las condiciones transitorias y mejorando el problema de emisiones.

### 3. SIMULACIÓN

#### 3.1. Implementación de un modelo de válvula mariposa, colector de admisión, aspiración del motor y estimador de la aspiración del motor

Un modelo de aspiración de motor desarrollado por [5] y corregido por [10] se ha utilizado en Matlab/Simulink, para probar el estimador y ver la influencia de la dinámica de los sensores másicos en la estimación de la carga aspirada por los cilindros. Para analizar dicha influencia, tomaremos en cuenta la medición del aire únicamente, ya que tomando dos sensores con iguales características dinámicas para la medición del gas y el aire, y considerando la relación aire–gas constante e iguales temperaturas de gases, se desprende de la ecuación (19) que tener en cuenta para el análisis únicamente el valor del aire no afectará al mismo.

La ecuación de estado para la presión en el colector de admisión  $P_m$ , teniendo en cuenta el valor real (simulado) del aire de entrada  $MA_a$  estará dado por:

$$\frac{dP_m}{dt} = \frac{RT}{Vm} (MA_a - Cyl_{(N, P)}) \quad (25)$$

Las ecuaciones (24) para el estimador, con las consideraciones hechas más arriba, quedarán:

$$\begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= AK_m \left( MA_m - \hat{Cyl}_{(N, \hat{P}_m)} \right) \\ \hat{P}_m &= X + K_m \tau MA_m \\ \hat{Cyl}_{(N, X + \tau AK_m)} \\ CMC &= \frac{120}{nN} \hat{Cyl}_{(N, X + \tau AK_m MA_m)} \end{aligned} \quad (26)$$

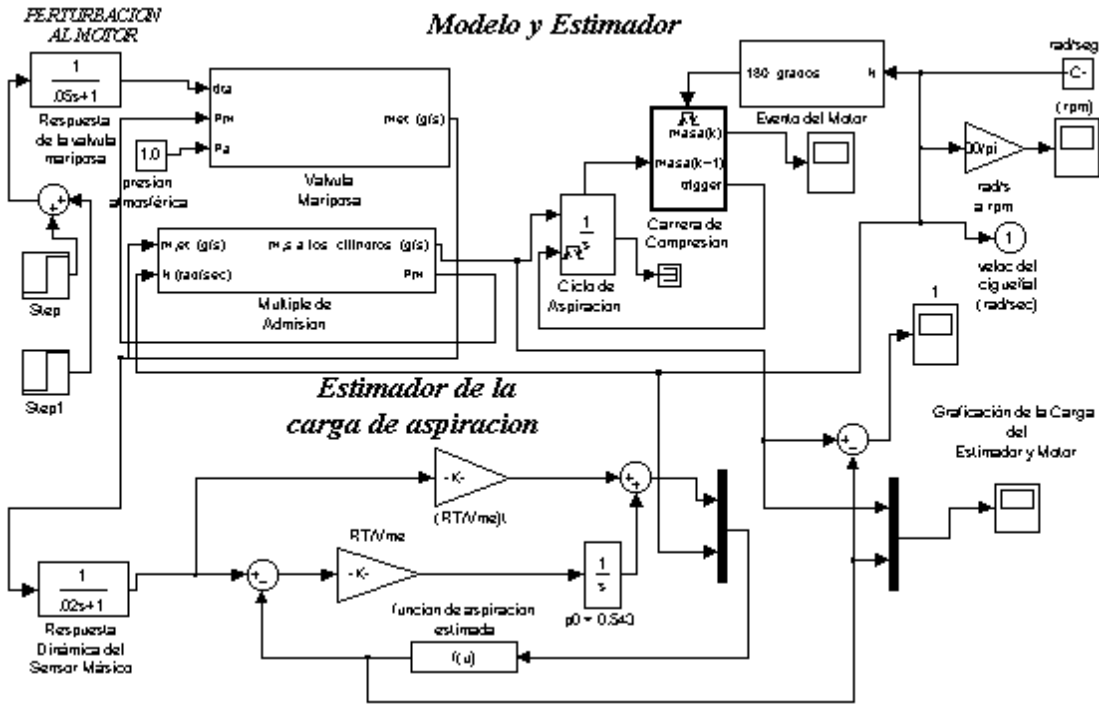


Fig. 3. Diagrama de bloques de Simulink del modelo completo y estimador.

en las que tendremos que considerar que  $K_m = \frac{T_m}{Vm}$  sea únicamente el volumen de aire, por lo que, para una relación estequiométrica, el volumen desplazado de aire resultará:

$$V_{aire} = \frac{1}{1 + \frac{1}{17.23} \frac{M_a}{M_g}} = 0.90512 \tag{27}$$

donde  $M_a$  es el peso molecular del aire y  $M_g$  es el peso molecular del gas.

El valor estimado de  $K_m$  es:

$$Km_e = \frac{T_m}{Vm_e} = \frac{T_m}{V_m V_{aire}} \tag{28}$$

El valor  $Vm_e$  es el volumen estimado del colector de admisión y carreras hasta los cilindros.

Para un sensor con constante de tiempo  $\tau$  de 20 mseg, el modelo de la ecuación (17) representa la relación entre el valor medido del flujo de aire y el valor real.

Las ecuaciones (26) y (28) constituyen el estimador. En la Fig. 3 puede verse el sistema completo simulado en Matlab/simulink, en la que se ha tomado  $\tau = 20$  ms como constante de tiempo del sensor másico utilizado.

Se ha excitado el sistema válvula mariposa del motor con una función escalón de apertura inicial de 10°, llevándola a 20° y retornando a 10°, con un tiempo de subida de 50 ms.

Los gráficos de la Fig. 4 muestran la bondad del estimador sobre la carga aspirada. En la Fig. 4a se ha despreciado la dinámica del sensor. En la Fig. 4b se muestra el error entre el valor real simulado y el estimado; en las Fig. 4c y 4d vemos las mismas condiciones utilizando la dinámica asociada al sensor másico.



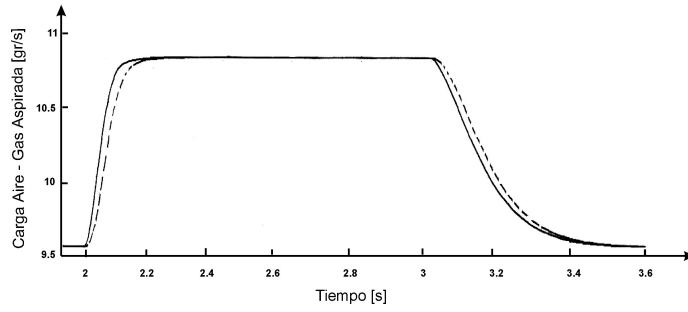


Fig. 4a. Respuesta dinámica del modelo simulado y el estimador sin tener en cuenta la dinámica del sensor (----- Estimador).

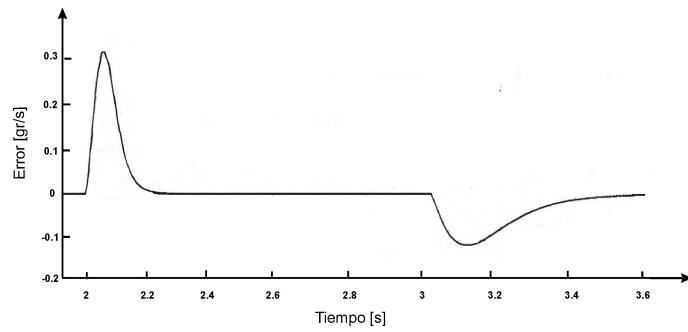


Fig. 4b. Error del valor real simulado de aspiración y del estimador.

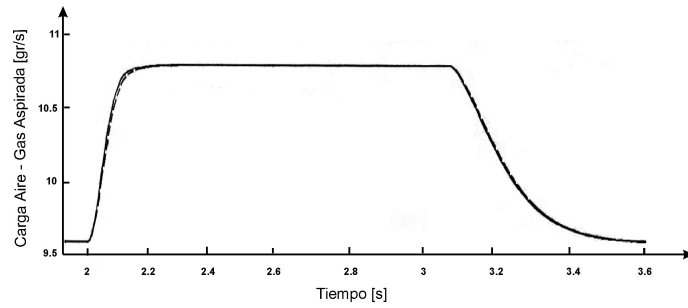


Fig. 4c. Respuesta del modelo simulado y el estimador con inclusión de su dinámica (----- Estimador).

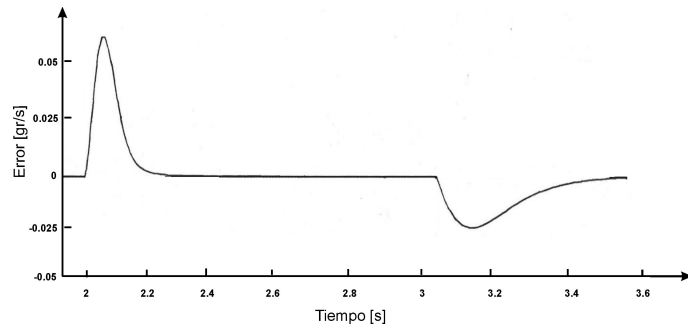


Fig. 4d. Error del valor real simulado de aspiración y del estimador.

#### 4. DISCRETIZACION DEL ESTIMADOR

Podemos discretizar el estimador tomando como tiempo de muestreo el correspondiente a cada 90° de giro del cigüeñal, de manera que, expresando dicho intervalo de tiempo en segundos y considerando  $k$  como índice de recursión, se puede escribir:

$$\Delta t = \frac{15}{N_k}$$

$$X_{(k)} = \hat{P}_{m(k)} - k_m \tau A \cdot MA_{m(k)}$$

$$\frac{X_{(k+1)} - X_{(k)}}{\Delta t_{(k)}} = K_m (A \cdot MA_{m(k)} - \text{Cyl}_{(N_{(k)}, \hat{P}_{m(k)})})$$

$$X_{(k+1)} = X_{(k)} + K_m \Delta t_{(k)} (A \cdot MA_{m(k)} - \text{Cyl}_{(N_{(k)}, \hat{P}_{m(k)})})$$

$$\hat{CMC} = \frac{8 \Delta t_{(k)}}{n} \text{Cyl}_{(N_{(k)}, X_{(k)} + K_m \tau A \cdot MA_{m(k)})}$$
(29)

El algoritmo discretizado puede ser implementado con un microprocesador en el que el tiempo de muestreo tomado sea lo suficientemente pequeño frente a los tiempos del motor, de tal manera que nos proporcione la suficiente precisión y la estabilidad requerida por el método de Euler, utilizado para la integración.

Con un microprocesador de 8 bits se puede gobernar el control de la válvula de regulación de gas, medición de caudales máxicos tipo hilo caliente y configuración del algoritmo del estimador, para lograr el dosado deseado.

#### 5. CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un sistema de dosado aire–gas de fácil adaptación a sistemas mixer venturi, en el que se emplea, para la regulación de la relación aire–combustible gaseoso, medidores máxicos de caudal de aire y gas y sensores de temperatura, ubicados en la línea de pasaje de dichos gases al venturi.

El estimador implementado para mejorar los estados transitorios ofrece una alternativa viable siempre y cuando se considere la dinámica de los sensores en la medición de los caudales gaseosos.

Como futuro trabajo se pretende incluir la dinámica de la válvula reguladora del pasaje de gas, y la de un sistema de dosado directo sobre el colector de admisión a baja presión, para los estados transitorios.

#### BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Moskwa, “Automotive Engine Modeling for Real Time Control”, Ph.D. Thesis, 1988.
- [2] E. Hendricks y J. B. Luther, “Model and Observer Based Control of Internal Combustion Engines”, University of Denmark.
- [3] J. Moskwa y R. Weeks, “Transient Air Flow Rate Estimation in a Natural Gas Engine Using a Nonlinear Observer”, SAE 940759.
- [4] A. Chevalier, M. Müller, E. Hendricks, “On the Validity of Mean Value Engine Models During Transient Operation”, SAE 2000-01-1261.
- [5] P. R. Crossley y J. A. Cook, IEE International Conference ‘Control 91’, Conference Publication 332, Vol . 2, pp. 921-925, Edinburgh, U. K., 1991.
- [6] M. Nyberg, “Thermodynamics of Gas Volumes and Gas Mixing. Internal ‘Methodentag FT2/EA’ at Daimler Chrysler”, April 2000.
- [7] F. Karlson, “Modelling the Intake Manifold Dynamics in a Diesel Engine”, Linköping University, March 2001.
- [8] A. Stefanopoulou, “Modeling and Control of Advaced Technology Engines”, Ph.D. Thesis, 1996.

- [9] Dotoli , Mariagrazia . Fuzzy idle speed control: A Preliminary Investigation. University of Denmark. 1997.
- [10] B. Paul y T. Liefeld, “The Simulink Model. Developed by Ken Butts”, Ford Motor Company 94, The Math Works, Inc.

### **INTAKE LOAD [AIR-CNG (COMPRESSED NATURAL GAS)] ESTIMATOR OF AN ENGINE DURING TRANSIENT OPERATING CONDITIONS**

**Abstract** – During engine’s transient operating conditions, an exact air–fuel relationship is required in order to optimize efficiency and reduce exhaustion. Engines converted to operate with gaseous fuels (CNG), using Venturi-type mixers for dosing do not produce a satisfactory response in the above mentioned conditions. This paper presents the description and development of an open loop intake load (air-CNG) estimator. This load has been absorbed by the cylinders to improve transient and regulation conditions in CNG engines, using Venturi-type mixers with volume mass sensors in the passage of air and gaseous fuel. The estimator’s key point is the inclusion of mass sensor dynamics as can be seen by the simulation’s results.

