

SIMULACION DE LOS PROCESOS DE ADMISION Y ESCAPE EN UN MOTOR PLURICILINDRICO DE COMBUSTIÓN INTERNA DE 4 TIEMPOS

Juan. P. Alianak y Norberto Nigro
Universidad Nacional de Rosario
Pellegrini 250, (2000) Rosario, Argentina
nnigro@intec.unl.edu.ar

RESUMEN

Tradicionalmente, en el pasado, el diseño de la admisión y el escape fue realizado con argumentos empíricos o por métodos gráficos usando la teoría de propagación de ondas. Recientemente, con el importante desarrollo en la capacidad de las computadoras, métodos numéricos han sido aplicados para resolver este problema, cuyas ecuaciones principales vienen de la teoría de dinámica de gases. En general, estas ecuaciones son acopladas con algunas ecuaciones termodinámicas aplicadas a los principales dispositivos del motor, tales como cilindros, tomas dinámicas, silenciadores, etc. El modelo matemático está basado sobre una descripción termodinámica y unidimensional de la dinámica de gases de los sistemas de admisión y escape. Usamos un esquema TVD para resolver las ecuaciones de Euler surgidas del modelo termodinámico de dinámica de gases con las ecuaciones de conservación de masa y energía para el cilindro. Para el acoplamiento entre tanque o cilindro y tubo usamos el modelo de Benson [1] teniendo en cuenta la posibilidad de flujo subsónico o sónico a través de las válvulas de admisión y escape. Para el acoplamiento entre tubos y uniones implementamos un modelo presentado por Corberan [2] basado en el balance de entalpía y entropía en el dispositivo de bifurcación. En este trabajo deseamos presentar algunos resultados obtenidos con el software desarrollado.

ABSTRACT

Traditionally, in the past, the intake and exhaust design was performed by empirical arguments or by graphical methods using wave propagation theory. Recently, with the important development in the computer capability, numerical methods have been applied to solve this problem, whose principal equation come from the gas-dynamic theory. In general these equation are coupled with some thermodynamic equation applied to the principal devices of an engine, such as cylinder, air intake, tanks, mufflers, etc. The mathematical model is based on a thermodynamic and a one dimensional gas-dynamic description of the intake and exhaust system. We have used a TVD scheme to solve the Euler equations arise from the gas-dynamic model with the mass and energy conservation equations for the cylinder. For the coupling between tank or cylinder and pipe we have used the Benson model [1] taking into account the possibility of subsonic or sonic flow through the intake and exhaust valves. For the coupling between pipes and junctions we have implemented a model presented by Corberan [2] based on an enthalpy and entropy balance at the bifurcation device. In this work we wish to present some result obtained with the software developed.

Palabras claves. Energía y sistemas térmicos, Mecánica de los fluidos

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este trabajo es presentar el desarrollo de un simulador de motores de combustión interna para predecir su performance y ayudar al diseñador con una herramienta predictiva. Con el rápido

desarrollo experimentado por el hardware de las computadoras es posible hoy reproducir un ensayo virtual de un motor con una alta exactitud antes de ensayarlo en el banco de pruebas para la sintonía fina. De esta manera una importante cantidad de tiempo y dinero en prueba y error puede ser ahorrada. Es muy bien conocida la fuerte influencia de los sistemas dinámicos de admisión y escape sobre la eficiencia volumétrica y finalmente sobre toda la performance. En la última década una gran cantidad de algoritmos robustos y exactos fueron desarrollados para la dinámica de gases y la propagación de ondas en dominios multidimensionales. Una de las principales líneas de investigación ha sido conseguir algoritmos rápidos y robustos para estructuras de mallas con una geometría compleja y variable. Por otro lado una gran cantidad de trabajos científicos han sido publicados con el objetivo de lograr esquemas de alta resolución en una geometría muy simple como un dominio unidimensional. Los resultados obtenidos por CFD en esta línea de investigación han sido muy satisfactorios y ellos pueden ser usados por ejemplo en la simulación de un sistema dinámico más complejo donde la hipótesis de unidimensionalidad del flujo es válida. Este es el caso de un motor de combustión interna donde el flujo en los múltiples puede ser aproximado por tal hipótesis sin disminuir la exactitud. Uniendo los esquemas CFD para los múltiples con algunos modelos termodinámicos para el cilindro, tanque, uniones y válvulas es posible construir una herramienta computacional que sea capaz de predecir la performance del motor antes de hacer un ensayo más costoso. Finalmente la observación en el laboratorio determina el grado de exactitud en la simulación y permite hacer el ajuste fino antes de lograr el objetivo.

Este trabajo es parte de un proyecto que tiene por objetivo la predicción de la performance, las emisiones de un motor y el análisis de los sistemas de admisión y escape para obtener alguna experiencia en el diseño de tales dispositivos y finalmente entender más acerca de los fenómenos que tienen lugar dentro del motor.

2. FUNDAMENTOS ACERCA DE LA PERFORMANCE DE UN MOTOR

Es bien conocido que la performance de un motor de combustión interna es principalmente determinado por la eficiencia térmica, la capacidad de respiración medida en términos de eficiencia volumétrica y las pérdidas por fricción expresadas en términos de eficiencia mecánica. Entre los principales parámetros influenciando la eficiencia del motor podemos mencionar: la relación de compresión, el diámetro y la carrera del cilindro, el reglaje de las válvulas, el tiempo de encendido, el diseño de múltiples de admisión y escape, la relación aire versus combustible y las condiciones atmosféricas. En el pasado enormes esfuerzos fueron hechos para conocer acerca de la influencia de cada uno de estos parámetros manteniendo el resto de ellos fijos y algunas explicaciones fueron hechas para justificar la tendencia observada. Sin embargo, los fenómenos físicos involucrados en la operación de un motor de combustión interna son muy difíciles de predecir de esta manera, no solamente por la gran cantidad de variables acopladas involucradas sino también por la conducta no lineal y dependiente del tiempo. La eficiencia térmica es altamente influenciada por la liberación de calor, la eficiencia de la combustión y la presión en los sistemas de admisión y escape. La eficiencia volumétrica definida como el volumen de flujo de aire inducido dentro del sistema de admisión dividido por el volumen desplazado por el pistón [3] depende fuertemente de la dinámica de gases en los múltiples de admisión y escape. Este parámetro es muy importante porque expresa la máxima cantidad de aire inducido dentro del cilindro y consecuentemente gobierna la potencia y la performance a ser obtenida. La eficiencia térmica y la eficiencia volumétrica son unidas a través del trabajo de bombeo en el proceso de intercambio de gases.

3. MODELO MATEMÁTICO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

3.1. Un breve resumen del modelado de motores de combustión interna

Siguiendo [3] y [4] históricamente los investigadores y diseñadores de motores han usado 4 diferentes categorías de modelos para motores de combustión interna: simulación de un ciclo estándar de aire, modelos termodinámicos cero-dimensionales, combinación de modelos cero dimensionales y otros dimensionales y finalmente modelos multidimensionales.

La primera estrategia de análisis fue usada en el pasado cuando solo el trabajo humano era disponible sin capacidad computacional. La limitación de este tipo de modelos fue en la predicción del ciclo de bombeo donde la influencia de la dinámica de gases en los múltiples es crucial. Siguiendo en complejidad el modelo termodinámico cero dimensión ofrece la posibilidad de incluir las conductas no estacionarias del sistema y la variación de las propiedades termodinámicas a lo largo de todo el ciclo. Para los sistemas de admisión y escape el modelo denominado *emptying and filling* [5] puede ser una técnica atractiva por su simplicidad. Esta consiste en asumir un volumen fijo para cada múltiple y seguir su evolución con algún promedio espacial para las variables termodinámicas. En este sentido esta estrategia representa un significativo mejoramiento relativo a los primeros modelos porque el proceso de carga del gas puede ser sumado a todo el cálculo y algunos cortos afinamientos pueden ser predichos. Sin embargo el viaje de las ondas en los múltiples no es representado en todo por su promedio espacial. Para incluir este importante efecto que tiene una significativa influencia sobre la eficiencia volumétrica el siguiente modelo incluye una representación unidimensional del flujo de gas dentro de los múltiples resolviendo el balance de masa, momento y energía en cada tubo de toda la red del motor [1]; [6]; [7]; [2]; [8]. Por lo tanto, una simple discretización espacial se adopta la cual usa un esquema numérico para resolverlo. Es posible resolver toda la configuración del motor incluyendo varios dispositivos como cilindros, silenciadores, múltiples, tanques, uniones, carburadores, filtros de aire, convertidores catalíticos, y mas, con un elevado nivel de exactitud que depende fuertemente de algunas mediciones experimentales para calibrar todo el modelo. El ultimo tipo de modelo trata con modelos multidimensionales o modelos CFD que incluyen el dominio tridimensional con la complejidad sumada de tratar bordes móviles, flujos reactivos y flujos turbulentos. Este tipo de modelos requiere poderosos recursos computacionales como procesos en paralelo sobre cluster de computadoras personales o estaciones de trabajo y ellos son solo usados para propósitos especiales. En la próxima sección restringimos nuestra atención solo en modelos basados en la termodinámica usados en el desarrollo de nuestro simulador.

3.2. Modelos basados en la termodinámica

Como mencionamos en la primera sección el objetivo del simulador es predecir la performance del motor hallando algunas modificaciones para mejorarlo. Como fue mencionado nuestro simulador pertenece a los modelos basados en la termodinámica resolviendo el flujo en los múltiples por un a esquema CFD unidimensional. Nuestra configuración básica del motor esta compuesta por un grupo de cilindros, puertos y válvulas de admisión y escape: múltiples de admisión y escape, tomas dinámicas de admisión o tanques y uniones

3.3. Modelo del cilindro

El modelo asume que el cilindro es como un reactor de volumen variable. En general es un sistema termodinámico abierto con la entrada y salida representada por válvulas de admisión y escape. El modelo esta compuesto de ecuaciones de conservación de masa y energía y la asunción de la ley de gases ideales:

$$\begin{aligned}
 m &= m_{in} + m_{out} \\
 E &= m_{in} h_{in} + m_{out} h_{out} - pV + Q_{cham} - Q_{ht} \\
 \frac{p}{\rho} &= R_{gas} T \\
 E &= mC_v T
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

donde h , E , V , m , Q_{comb} , Q_{ht} la entalpía, energía interna, el volumen, la fracción de masa, el calor de combustión y las pérdidas de calor respectivamente. Las incógnitas del cilindro ($\rho(t), p(t), T(t)$) son resueltas en el tiempo. La convención de signo usada es positivo para flujo entrante al cilindro y negativo para flujo saliente desde el cilindro. Para cerrar este conjunto de ecuaciones necesitamos sumar los siguientes modelos:

- mecanismo biela-manivela para $V = V(t)$
- un modelo de liberación de calor de combustión $Q_{ch} = Q_{ch}(t)$
- un modelo de transferencia de calor $Q_{ht} = Q_{ht}(t)$
- flujo a través de los puertos y válvulas $m = m(t)$

El primer ítem es muy bien conocido por lo que será omitido en esta presentación. El resto serán presentados en las siguientes secciones.

3.4. Modelo de combustión

En este trabajo usamos un modelo de una zona con el calcula del calor de combustión a través de la función de Wiebe (1988), una fórmula empírica que expresa la fracción de masa quemada como una función de la duración de la combustión.

$$Q_{comb} = m_f Q_f x_b = m_f Q_f w \frac{d}{d\theta} x_b = m_f Q_f w \left\{ e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1}} a(m+1) \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^m \frac{1}{\Delta\theta} \right\} \quad (2)$$

$$x_b = 1 - e^{-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1}}$$

$$m = 2, \quad a = 5$$

donde ω es la velocidad angular del cigüeñal expresada en 1/seg., θ_0 y $\Delta\theta$ son el tiempo de ignición y el tiempo de duración de la combustión expresados en términos de ángulo del cigüeñal. a , m son dos coeficientes empíricos para este modelo. Estos valores son seleccionados para cada motor específico a ensayar. Aquí incluimos un conjunto de valores sugeridos por [3].

3.5. Modelo de transferencia de calor

Acorde al detallado análisis publicado por Annand [9] hay un parecido para ser una analogía entre este fenómeno y el flujo sobre una placa plana [10]. En este simple modelo la principal característica es la correlación entre el número de Nusselt y el número de Reynolds. Annand llega a la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} N_u &= a (Re)^m \\ N_u &= \frac{h_c B}{k} \\ Re &= \frac{S_p B}{\nu} \end{aligned} \quad (3)$$

donde el largo característico adoptado es el diámetro del cilindro B , h_c es el coeficiente de convección térmica de la película entre la pared del cilindro y los gases de la combustión, k es la conductividad térmica del gas, ν es la viscosidad y S_p es una característica de velocidad dada en términos de la velocidad

instantánea o promedio del pistón. Valores para $a \in [0.35; 0.8]$ y $m = 0.7$ permiten el ensayo de una gran cantidad de motores. Teniendo calculado el coeficiente de convección h_c es posible calcular el calor perdido como:

$$Q_M = A_w h_c (T - T_w) \quad (4)$$

donde A_w es el área total entre el cilindro y el sistema de enfriamiento compuesta por la superficie de la tapa de cilindros A_{head} , la superficie del cilindro A_{liner} y la superficie de la cabeza del pistón A_{piston} . Mas detalles acerca de este modelo pueden ser encontrados en [9]; [4]; [3]; [11].

3.6. Flujo a través de los puertos y válvulas de admisión y escape

Esta sección presenta brevemente cómo se calcula el flujo de masa a través de válvulas y puertos para el acoplamiento entre cilindros y tubos. Dividimos el tratamiento acorde a si el flujo es entrante o saliente siguiendo los trabajos de Benson [1].

3.6.1. Entrante

Este tipo de flujo es tratado como flujo isentrópico asumiendo que el flujo es subsónico. Esto es normalmente el caso regular de admisión y escape con flujo revertido.

$$\begin{aligned} c_0^2 &= c^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u^2 = c_t^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_t^2 \\ \rho F u &= \rho_t F_t u_t \\ \frac{\rho}{\rho_t} &= \left(\frac{c}{c_t} \right)^{\frac{2}{\gamma - 1}} \end{aligned} \quad (5)$$

donde 0 representa el estado de estancamiento del tubo y el subíndice t es para la garganta, la mínima área a lo largo del puerto.

3.6.2. Saliente

Para flujo saliente desde el cilindro a los tubos a través de las válvulas adoptamos otro modelo propuesto por Benson [1]:

$$\begin{aligned} c_0^2 &= c_1^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u^2 = c_2^2 + \frac{\gamma - 1}{2} u_2^2 \\ \rho_1 F_1 u_1 &= \rho_2 F_2 u_2 \\ \frac{\rho_0}{\rho_1} &= \left(\frac{c_0}{c_1} \right)^{\frac{2}{\gamma - 1}} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 \text{ subsónico,} \\ p_1 &> p_2 \text{ otros} \end{aligned}$$

Para más detalle acerca de este modelo ver [1].

3.7. Múltiples

Los múltiples son tubos tridimensionales curvados con sección variable donde el flujo dentro de ellos tiene una conducta muy compleja. Al ser el ambiente de nuestro trabajo la predicción de la performance de un motor de combustión interna definido como una red con varios dispositivos y para adaptar el modelo a los recursos computacionales disponibles elegimos un acercamiento unidimensional. Este permite representar las ondas de presión desarrolladas dentro de los múltiples y por lo tanto es posible ganar algunos indicios acerca de la sintonía del motor, uno de los principales responsables de la eficiencia volumétrica. Para incluir efectos como la variación de sección, fricción viscosa y transferencia de calor en las paredes en una descripción unidimensional algunos términos fuentes fueron definidos. Entonces, es usado un modelo de gas inviscido representado por las ecuaciones de Euler mejorado con términos fuentes extras para tener en cuenta estos efectos [3]; [6]; [2]; [7]; [8]. Este modelo matemático puede ser escrito en una forma integral como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega + \int_{\partial\Omega} F \cdot n d\Omega = \int_{\Omega} Q d\Omega \quad (7)$$

donde n es la normal unitaria al contorno, U es el vector de estado incógnita, F es el flujo advectivo y Q representa los términos fuente. Para cerrar el sistema debemos adoptar una ecuación de estado (por ej. la ley de gases ideales) y algunas definiciones termodinámicas para la energía interna. Detalles acerca de este modelo pueden ser encontrados in [12]; [7]; [13].

3.8. Tanques

Es un caso particular de un cilindro (cámara) con un volumen fijo. Por lo tanto, su modelo es similar al modelo del cilindro sin pistón de trabajo y sin calor de combustión. En este trabajo asumimos que el tanque es adiabático. La unión entre el tanque y los múltiples conectados a él es resuelta usando el mismo modelo de la válvula usado en los cilindros pero ahora considerando el área de paso de flujo igual al área de los tubos conectados al tanque.

3.9. Uniones

Las uniones son frecuentemente encontradas en los sistemas de admisión y escape de motores pluricilíndricos de combustión interna. Ellas son una de las mas complejas condiciones de borde para el modelo de acción de ondas. En este trabajo elegimos uno de los mas recientes modelos de presión constante desarrollado por Corberan [2]. En este modelo el autor establece balances de masa y energía en la unión, ecuaciones para las características que arriban a la unión. Un equilibrio de presiones en la unión y finalmente alguna condición adicional como que la entalpía o la entropía de los tubos salientes es distribuida uniformemente. Para mas detalles acerca de este modelo ver [12], [13].

4. METODOS NUMERICOS

Nosotros mostramos en las secciones anteriores que cada modelo puede ser matemáticamente representado por un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales (múltiples), un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias (cilindros y tanques) y un conjunto de ecuaciones algebraicas no lineales (válvulas y uniones). Para el primero usamos tanto un método por elementos finitos estabilizado (SUPG) [8] o un algoritmo de volumen finito de alta resolución tipo TVD [7],[14], para los cilindros y tanques elegimos un método de Newton-Raphson con una metodología line-searching. Para el cálculo de los múltiples

necesitamos especificar las condiciones de borde, una para cada extremo. En general un extremo de un tubo puede estar a la atmósfera o a una válvula y cilindro o a una unión o tanque. En todos estos casos excepto para la atmósfera usamos una condición de borde no reflectiva usando como condición de estancamiento aquella calculada con el modelo que representa el dispositivo unido al tubo [8]. Condiciones de borde no reflectivas significa resolver para las variables características fijando aquellas entrantes a su valor de referencia y extrapolando aquellas salientes del interior del tubo. Para el extremo atmosférico fijamos la densidad y presión para el lado de la admisión y solamente la presión para el lado del escape. Para la admisión podemos seleccionar presión estática o dinámica porque en algunas circunstancias el motor simulado esta en movimiento o porque algún soplante es puesto en el frente de la toma de aire del motor en el banco de pruebas.

5. VALIDACIÓN DEL CODIGO

En esta sección mostramos algunos detalles acerca de la configuración usada para el primer ensayo. Este ejemplo fue tomado de [6]. El motor es un 4 cilindros en línea, 1995cm³, con un diámetro, carrera y largo de biela de 88, 82 y 148mm respectivamente. Las válvulas son operadas por un doble árbol de levas a la cabeza. El múltiple de admisión esta compuesto por 4 tubos individuales con un 45.4mm de diámetro y 310mm de largo, mientras el de escape tiene una configuración 4-1 donde los tubos primarios tienen un diámetro de 44.2mm y un largo de 700mm y el secundario 79.6mm de diámetro y 700mm de largo. Para ver mas detalles acerca de la configuración de este motor remitirse a la página 639 de [6].

Las figuras 1 y 2 muestran las curvas de los valores experimentales obtenidos de [6] y nuestros resultados numéricos. La principal dificultad en la comparación es la de no disponer del perfil exacto de la alzada de válvula y las curvas extraídas del flujómetro.

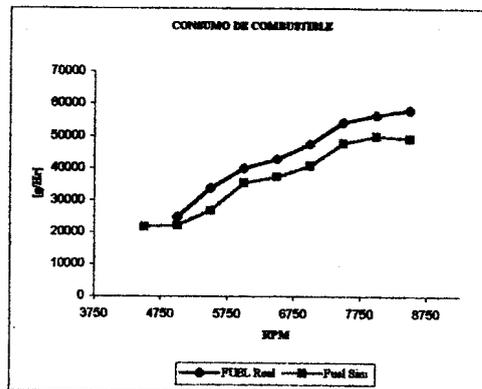


Fig. 1: Consumo de combustible

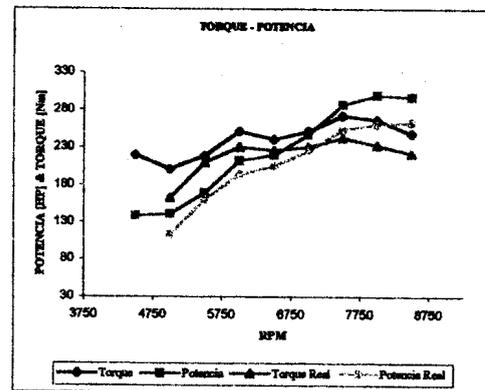


Fig. 2: Torque y Potencia

6. CONCLUSIONES

Este trabajo muestra el estado actual de nuestro simulador de motores de combustión interna. Algunos test fueron hechos para validar el código mostrando razonables conductas para aplicaciones en investigación o industriales.

7. REFERENCIAS

- [1] Benson, R., 1982. The thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine, volume I. Clarendon Press, Oxford
- [2] Corberan, J., 1992. "A new constant pressure model for n-branch junctions." Proc. Instn. Mech. Engrs, volume 206, pp. 117-123
- [3] Heywood, J., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc Graw Hill.
- [4] Ramos, J., 1989. Internal Combustion Engine Modelling. Hemisphere Publ. Corp.
- [5] Horlock, J. and Winterbone, D., 1986. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, volume II. Clarendon Press, Oxford.
- [6] Blair, G., 1999. Desing and Simulation of Four Stroke Engines. SAE Bookstore.
- [7] Engl, G., 1994. "A fast solver for gas flow network." Proc. of tenth GAMM AEM, Kiel, Numerical Fluid Mechanics.
- [8] Nigro, N., Storti, M. and Ambroggi, L., 1999. "Modelización numérica de un motor de combustión interna monocilindrico." Revista Internacional de Métodos numéricos para el cálculo y diseño de Ingeniería, vol 15(1), pp. 21-54.
- [9] Annand, W., 1963. "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion Engines." Proc. Instn. Mech. Engrs, volume 177, pp. 973-980
- [10] Chow, A. and Wyszynski, M., 1999. "Thermodynamics modelling of complete engine systems- a review." Proc. Instn. Mech. Engrs, volume 213-D, pp. 403-415
- [11] Borman, G. and Nishiwaki, K., 1987. "Internal combustion engine heat transfer." Prog. In Energy and combustion Science, volume 13, pp. 1-46.
- [12] Corberan, J. and Gascon, M., 1995. "TVD schemes for the calculation of flow on pipes of variable cross-section." Math. Comput. Modelling, volume 21, pp 85-92.
- [13] Nigro, N. and Alianak, J., 2001. "Intake and exhaust dynamics simulation of multy-cylinder four stroke internal combustion engines." En preparación.
- [14] Harten, A., 1983. "A high resolution scheme for the computation weak solution of hyperbolic conservation laws." J. Comp. Physics, volume 49, pp. 357-393