

Capítulo 3:

Modelo del motor

3.1. Introducción

El diseño de un sistema de control de la mezcla de aire y gasolina requiere un modelo donde poder simular su funcionamiento, con anterioridad a su utilización en un motor real. La necesidad surge, por un lado, de conseguir un ahorro de tiempo y dinero al reducir el trabajo de experimentación al mínimo, pero sobre todo, de eliminar el riesgo que existe de averiar los motores como consecuencia de errores en el diseño del controlador. Además, el ruido existente en las variables de un motor dificulta la optimización de un sistema de control, lo cual no sucede si se ensaya con un modelo de este mismo motor.

La finalidad del modelo es pues doble:

- Comprender mejor el procedimiento de formación de la mezcla, en lo que al dosado de esta se refiere.
- Servir de banco de ensayos para la optimización de controladores.

Las fases que se han seguido en la creación del modelo se basan en el esquema propuesto por Aström [Aströ84Sis]:

1. **Experimentación.** Se han realizado ensayos de dos tipos: en régimen estabilizado, con un motor en un banco, y transitorios, con un coche sobre rodillos.
2. **Selección y definición de la estructura del modelo.** Se describe a lo largo de

este capítulo.

3. **Ajuste de parámetros**, utilizando los resultados de los experimentos.
4. **Validación del modelo**, mediante unos ciclos de conducción realizados con el coche sobre rodillos, comparando las variables obtenidas experimentalmente y las resultantes de simular el modelo con las mismas entradas.

3.2. Revisión de modelos del motor

Hasta el momento no se ha desarrollado un modelo matemático de un motor que simule todos y cada uno de los fenómenos físicos que suceden en el ciclo de funcionamiento de un motor Otto alternativo. No obstante, sí que existen dentro de la literatura varios estudios teóricos, que describen las ecuaciones más importantes que gobiernan parcial o totalmente el fenómeno de la formación de la mezcla. Los modelos utilizados responden a simplificaciones en mayor o menor grado, consecuencia de aplicar unas hipótesis. Estas hipótesis dependen de varios aspectos, como son el objetivo con el que se ha elaborado el modelo, la fuente de información, la variable base y la dimensión temporal.

□ **Objetivo**

- **Modelos orientados al diseño.** Son una fiel representación de un fenómeno muy concreto del motor al que hacen referencia, con el objetivo de diseñar o modificar algún componente contemplado en el modelo (diseño de colectores de admisión, inyectores, cámaras de combustión, etc.). Los parámetros son de tipo geométrico o físico. Del resultado de la simulación se elige un número limitado de variantes, con lo que la cantidad de experimentos queda bastante reducida.
- **Modelos orientados al control.** El objetivo es ser utilizado para el control de alguna variable, de modo que no es necesario reflejar todas las características del proceso, sino sólo aquellas que tienen relación con la variable controlada. Los parámetros están asimismo orientados al control. Un caso particular es el control λ de la mezcla.

□ **Origen de los datos**

- **Análisis físico y matemático.** Consisten en el estudio de todos los fenómenos físicos que intervienen en el proceso, planteando y resolviendo sus ecuaciones diferenciales. En la mayoría de los casos, los parámetros resultantes son difíciles de identificar, aparte de que el error final dependerá de lo fielmente que las ecuaciones representen la realidad.
- **Resultados de experimentos reales.** De los datos obtenidos en diferentes ensayos, pueden encontrarse ecuaciones de ajuste, que respondan con mayor o menor exactitud al fenómeno modelado. Normalmente, se estructuran en forma de combinación de mapas estáticos, con una o dos entradas para cada mapa.
- **Mixtos.** Son una combinación de los dos tipos anteriores, a los que Arsie

[Arsie96Dev] denomina "caja gris".

□ **Variable sobre la que está sincronizado**

- **Dominio del tiempo.** Se trata de modelos, continuos o discretos, pero con una base temporal. Los fenómenos para los que son más adecuados son aquellos que cuentan con retardos o constantes de tiempo independientes del ciclo termodinámico del motor, como los que acontecen en sensores y actuadores.
- **Dominio del ángulo.** La base está sincronizada con el giro del cigüeñal, lo que significa que se trata de modelos discretos, con un tiempo de muestreo inversamente proporcional al régimen de giro. Suele tomarse una muestra cada segmento, o lo que es lo mismo, cada chispa de la bujía; esto equivale en un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros a media vuelta. Se adapta mejor a los fenómenos ligados al ciclo termodinámico del motor.

La fórmulas para pasar de un dominio a otro, dada una función genérica f y su transformada de Laplace $F(s)$, se resumen en la siguiente tabla [Chin86Eng]:

Transformación	Dominio del tiempo $f_t(t)$	Dominio del ángulo $f_\theta(\theta)$
$t = \theta/n$	$f_t(t) = f_\theta(nt)$	$f_\theta(\theta) = f_t(\theta/n)$
$s_t = n s_\theta$	$F_t(s_t) = (1/n) f_\theta(s_t/n)$	$F_\theta(s_\theta) = n F_t(n s_\theta)$

Tabla 3.1: Relación entre el dominio temporal y en el ángulo

siendo n el régimen de giro del motor, y θ el ángulo girado por el cigüeñal.

□ **Dimensión temporal**

- **Instantáneo.** Son aquellos que consideran las variaciones de las variables de estado dentro del ciclo termodinámico del motor.
- **Promediado.** No se tienen en cuenta las variaciones a lo largo de un ciclo del motor, sino tan sólo el valor promediado.

Uno de los objetivos de la presente tesis ha sido la elaboración de un modelo del motor. Los modelos más importantes que se han tomado como referencia a la hora de elaborar el presente, se resumen cronológicamente a continuación.

Dobner [Dobne80A M] presenta un modelo matemático discreto en el dominio del ángulo, donde las variables de entrada son el ángulo de mariposa, la relación aire-combustible, el avance de encendido y el par resistivo, y del que se obtiene la presión en el colector de admisión, el par neto y la velocidad de rotación. Los procesos modelados son el carburador, el colector de admisión, la combustión y la dinámica del motor. Tiene en cuenta la proporción de gases residuales (EGR). Las fórmulas se basan en masas instantáneas, las cuales se obtienen por integración del caudal, y no muestra los valores de los parámetros. Considera asimismo distribución irregular para cada cilindro dentro de un ciclo. Finalmente, valida el modelo obtenido con un motor

de 5,7 l, primero en régimen estabilizado, y después con un transitorio de aceleración.

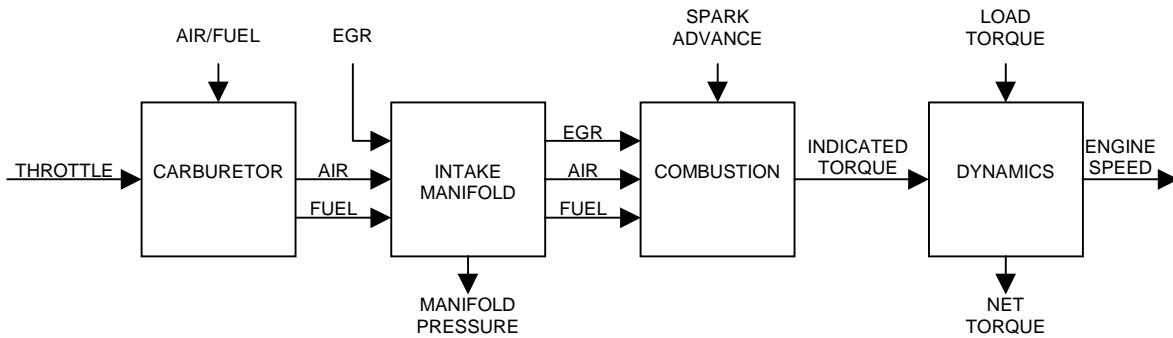


Fig. 3.1: Modelo del motor de Dobner [Dobne80A M]

Aquino [Aquino81Tra] analiza de forma detallada todos los fenómenos que ocurren con el combustible, desde que se introduce, hasta que este llega al cilindro, con la ayuda de resultados experimentales obtenidos con un motor de 5 l e inyección central. Como simplificación, considera que una fracción (X) del combustible inyectado \dot{m}_{fi} pasa a forma de vapor, mientras que el resto se deposita en la superficie de la mariposa, el colector y la válvula. Determina que, para un motor con inyección central, el valor de X se puede aproximar en función del ángulo de mariposa (α) como $X = -0,106 + \alpha/46$, limitado a 0,28. Realiza además la hipótesis de que la masa de combustible que abandona la capa líquida por vaporización \dot{m}_{fp} es proporcional a la masa existente en la propia capa. La masa total de combustible \dot{m}_f que entra al cilindro será la suma de la que se haya vaporizado tras la inyección, más la aportada por la película líquida. El resultado es un sistema de primer orden, con una constante de tiempo τ_f , y definido por las dos ecuaciones siguientes:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fp}(t) &= -\frac{1}{\tau_f} m_{fp}(t) + X \cdot \dot{m}_{fi} \\ \dot{m}_f(t) &= (1 - X) \cdot \dot{m}_{fi} + \frac{1}{\tau_f} m_{fp}(t) \end{aligned} \quad (3.1)$$

El modelo de Yuen [Yuen84A M], basado en el de Dobner, introduce conceptos termodinámicos en el proceso de evaporación del combustible, y tiene en cuenta la dinámica de los sensores. Propone un modelo para la generación de gases contaminantes sin catalizador, función exclusivamente del dosado. Asimismo desarrolla las ecuaciones, que en el modelo de Dobner no lo estaban, aunque finalmente resulta muy complicado.

Cabe destacar un grupo de trabajos sobre el fenómeno de la película de combustible en el colector, que parten en mayor o menor medida del de Aquino. Hires [Hires81Tra] considera diferentes parámetros en el proceso de condensación y evaporación. Pearson [Pears83Car] utiliza un modelo de colector seco, sobre el que primero se deposita gasolina y luego se evapora esta por transferencia de calor. Fújjeda [Fújjeda84Ana] supone que el 50 % del combustible inyectado se deposita en las

paredes, y se evapora con una constante de tiempo de valor fijo. Nagaiishi [Nagai89An] realiza un análisis frecuencial a partir de una serie de resultados experimentales, obtenidos con motores de 1,6 l y 1,8 l e inyección central, y de 3 l con inyección multipunto; el resultado es una función de transferencia con un cero y dos constantes de tiempo, dependiente de la presión de admisión y del instante de la inyección.

Chin, en su extenso trabajo [Chin86Engi], elabora un modelo discreto aplicado a un motor V6 de 3,1 l y un V8 de 5,7 l, primero en la base del tiempo, y luego en la base del ángulo. Calcula de forma experimental todos los parámetros en tres puntos de funcionamiento concretos, sin llegar a generalizar para todo el campo de operación del motor. Considera los siguientes procesos:

- **Combustible a par.** El modelo contiene a su vez dos dinámicas diferenciadas: una rápida, debido a la parte que se vaporiza y se atomiza, caracterizada por una constante de tiempo, y una lenta, consecuencia del avance hasta el cilindro de la fracción líquida depositada sobre las paredes del colector, que se resume en un retardo puro. El valor de los dos parámetros varía con el punto de funcionamiento del motor, mientras que la relación entre la masa del combustible inyectado que pasa a fracción lenta y rápida es considerada constante, e igual a 0,11.
- **Aire a par.** Consta de una no linealidad debida a la mariposa, y otra producida por la válvula de admisión. La primera se resume en una ganancia variable, mientras que la segunda se caracteriza por el rendimiento volumétrico.
- **Dinámica rotacional.** Considera el efecto del momento de inercia y el rozamiento viscoso de las partes móviles del motor.
- **Retardo de transporte de los gases de escape.** Es el proceso comprendido por el transporte de los gases desde el cilindro hasta la sonda lambda. Para su cálculo, propone una fórmula en la que intervienen tanto parámetros geométricos, como de funcionamiento del motor. En el dominio del ángulo, el tiempo de transporte no depende del régimen del motor.

La conclusión del trabajo de Chin es que todas las dinámicas, excepto la del combustible, son menos variables en el dominio del ángulo que del tiempo.

Boam [Boam89A Mo], describe el comportamiento del aire y del combustible, para predecir las variaciones en el dosado y su influencia en el par. Sobre la base del modelo de Aquino, determina experimentalmente la relación entre el combustible depositado en forma de líquido y el vaporizado, resultando un valor que va desde 0,85 en un motor con inyección central, hasta 0,4 en una inyección multipunto. El valor de la constante de tiempo de la gasolina líquida varía entre 0,5 y 2,5 s, según el motor esté caliente o frío. Concluye que ambos valores son independientes del ángulo de mariposa.

Servati [Serva89Spr] estudia más a fondo la evolución del combustible en el colector de admisión. Considera el efecto de la corriente de aire sobre la velocidad de avance de la fracción líquida, así como fenómenos de transferencia de calor durante la evaporación. Por último, realiza una serie de experimentos con un motor de 7,5 l.

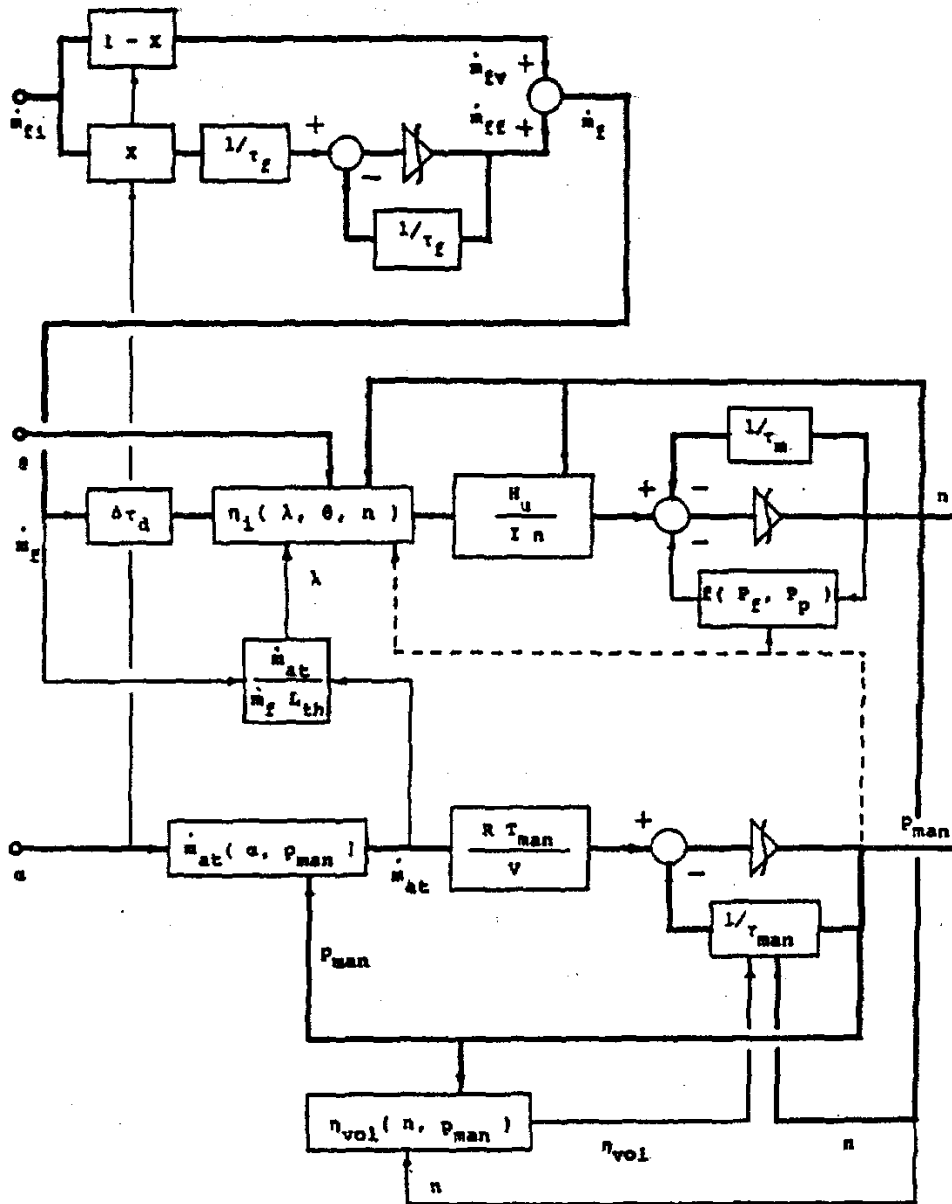


Fig. 3.2: Modelo del motor de Hendricks [Hendr90Mea], con sus tres subsistemas, de arriba hacia abajo: combustible, dinámica y aire

Hendricks [Hendr90Mea] publica a lo largo de varios años un conjunto de artículos sobre un modelo bastante completo, promediado, y en el dominio temporal, que se muestra en el esquema de la figura 3.2. Los procesos considerados son el combustible, el aire, la combustión y la dinámica de las partes móviles. Las variables de entrada son el ángulo de mariposa, el caudal de combustible inyectado y el ángulo de avance de encendido; las variables de estado son la masa de combustible depositado en forma de película líquida, el régimen de giro y la presión de admisión. Desarrolla fórmulas empíricas para la expresión del rendimiento térmico y volumétrico, función de la presión de admisión, escape y régimen del motor en el primer caso, y del avance de encendido, dosado, régimen y presión de admisión en el segundo; posteriormente justifica esas fórmulas con un análisis físico y matemático. Realiza unos experimentos

con un motor Ford de 1,1 l, a partir de los cuales valida su modelo. Concluye que la fracción de combustible líquido sólo es función del ángulo de mariposa en motores con inyección central, pero que la dependencia es despreciable en sistemas multi-punto.

Benninger [Benni91Req] crea un modelo sencillo, donde solamente considera la dinámica del combustible y del aire. El del combustible resulta ser un modelo de primer orden, según el esquema de Aquino; el del aire consta del submodelo de la mariposa, el colector y la válvula de admisión, en cascada. La ecuación del colector resulta de aplicar el teorema de conservación de la masa, obteniéndose un sistema con una variable de estado, que es la presión absoluta. La válvula queda representada por el rendimiento volumétrico, que considera independiente del régimen de giro del motor. Finalmente valida su modelo con un motor de 6 cilindros y 2,5 l, sin mostrar el valor de los parámetros.

Chang [Chang93Eng] utiliza las ecuaciones desarrolladas por Hendricks para aplicarlas a un modelo discreto en el dominio del ángulo, orientado al diseño de una estrategia de control, y validado con un motor monocilíndrico de 0,6 l. Las variables de entrada son el ángulo de mariposa y el tiempo de inyección. El camino del aire se limita a una tabla estática, función del ángulo de mariposa y el régimen de giro. El combustible se representa mediante un inyector y un modelo de película líquida. La inyección finaliza siempre a 125° después de PMS, y la cantidad inyectada es proporcional al tiempo de inyección, al que hay que restarle un valor constante que es el tiempo muerto del inyector. La masa de combustible que llega al cilindro queda definida por las dos ecuaciones siguientes, que no son más que las ecuaciones de Aquino discretizadas:

$$\begin{aligned} m_f(k) &= f_\alpha m_{fi}(k) + f_\beta m_{fp}(k) \\ m_{fp}(k+1) &= (1 - f_\alpha) m_{fi}(k) + (1 - f_\beta) m_{fp}(k) \end{aligned} \quad (3.2)$$

donde k es el índice de ciclos de motor (720°), m_{fi} es la masa de combustible inyectado, m_{fp} la masa depositada en forma de líquido (*puddle*), y m_f la masa que entra en el cilindro. Los parámetros f_α y f_β representan la fracción de combustible que entra directamente en el cilindro en relación con el inyectado y el existente en forma líquida, respectivamente. Para un régimen de 1200 rpm, el valor de los dos parámetros anteriores es de $f_\alpha=0,8$, y $f_\beta=0,7$. El retardo puro en la medición del dosado por la sonda lambda se reduce al tiempo transcurrido entre el final de la inyección y la abertura de la válvula de escape, aproximadamente 500° de cigüeñal, más 42 ms para el transporte de los gases desde la válvula hasta el sensor. Finalmente, la sonda UEGO queda modelada como una constante de tiempo. El resultado es una ecuación discreta, en que el dosado medido por la sonda depende del dosado real de los dos ciclos previos.

Amstutz [Amstu94Mod] continúa el trabajo de Chang, pero con un sensor EGO en lugar de UEGO, asignando $\lambda=1,04$ al estado pobre, y $\lambda=0,96$ al rico, y un retardo puro equivalente a un ciclo de motor.

Jones, a partir del modelo de Amstutz, identifica en su tesis [Jones96Tow] de forma

experimental los parámetros del combustible, utilizando el mismo motor monocilíndrico y 9 puntos de funcionamiento distintos. La técnica consiste en aplicar una perturbación en forma de onda cuadrada a la señal del inyector, y minimizar mediante mínimos cuadrados una función de coste no lineal por el método de Gauss-Newton. El resultado es que los parámetros apenas varían de un punto a otro.

Le Moyne [Le97Air-Fu] realiza un trabajo muy extenso sobre la evolución del combustible y la identificación de los parámetros X y τ , utilizando un motor de 2,0 l, cuatro cilindros y una sonda lineal situada a la salida de la válvula de escape correspondiente a uno de los cilindros, para eliminar el retardo de transporte de los gases. Afirma que el modelo de Aquino es válido para transitorios en que $\Delta\alpha$ es pequeño, pero no cuando se pasa de cargas bajas a medias. Para estos casos desarrolla un modelo, basado en las ecuaciones físicas (conservación de la masa, momento y energía) y las interacciones entre las diferentes fases (aire, gotas, vapor y líquido). El modelo de las gotas y el líquido es bidimensional, mientras que el correspondiente al aire y vapor es unidimensional. Su conclusión es que el modelo de Aquino tiende a subestimar las desviaciones en el valor de λ respecto al estequiométrico.

3.3. Modelo desarrollado

3.3.1. Características

El modelo que se ha desarrollado corresponde a un motor SEAT de 1,6 l de cilindrada, y 74 kW de potencia. El vehículo tomado como referencia y con el que se han hecho los ensayos es el SEAT Toledo año de modelos 96, equipado con el citado motor. La descripción de ambos, motor y coche, se realiza en el anexo A.

El sistema de inyección SIMOS-4S2 con que el motor va dotado tiene las siguientes características:

- **Multipunto:** se dispone de un inyector por cilindro, aguas abajo de la mariposa.
- **Indirecta:** los inyectores van montados sobre el colector de admisión.
- **Discontinua:** el inyector recibe un tren de pulsos de una determinada duración, sincronizados con el cigüeñal, por lo que está o bien totalmente abierto, o bien totalmente cerrado.
- **Secuencial:** cada inyector se abre en el momento óptimo que corresponde a su respectivo cilindro.

Según los criterios de clasificación vistos en el apartado 3.2, el modelo desarrollado puede considerarse como:

- **En el dominio temporal,** de modo que su utilización sirva tanto para controladores continuos como discretos.

- **Promediado.** Se supone que las variables de estado no varían durante un ciclo termodinámico.
- **Mixto.** Para algunos submodelos se utilizan ecuaciones matemáticas, mientras que otros se obtienen a partir de datos experimentales.

Todas las simulaciones se han realizado con un ordenador personal dotado de un microprocesador Pentium® 200 MMX. El programa de simulación utilizado ha sido MatLab/Simulink®, versión 4.2c. Las razones por las que se ha utilizado este lenguaje son las siguientes:

- Está desarrollado para PC.
- El diseño de sistemas mediante bloques y líneas de unión es mucho más intuitivo que con líneas de programa, a la vez que permite una estructura modular.
- Al estar orientado a matrices, se simplifica el manejo de los datos.
- Dispone de herramientas o “*toolboxes*” que facilitan algunas tareas básicas.
- Permite realizar programas en lenguaje MatLab® convencional, que en combinación con el sistema gráfico, ofrece infinitas posibilidades.
- Es compatible con algunos programas específicos de control y simulación, pudiendo interconexionarse con estos.

3.3.2. Estructura

Visto desde su nivel más global, el modelo consta de dos elementos: el motor y el resto del vehículo. Se representa bajo el concepto de motor un bloque cuyas entradas son el ángulo de mariposa (α) en grados, el régimen de giro (n) en vueltas por minuto, y el tiempo de inyección (t_i) en ms. Como salidas se considera, por un lado, una potencia (N) en kW, más la señal procedente de las sondas lambda (EGO/UEGO). El modelo del coche incluye la dinámica de todas las partes móviles, y tiene como finalidad calcular el régimen de giro.

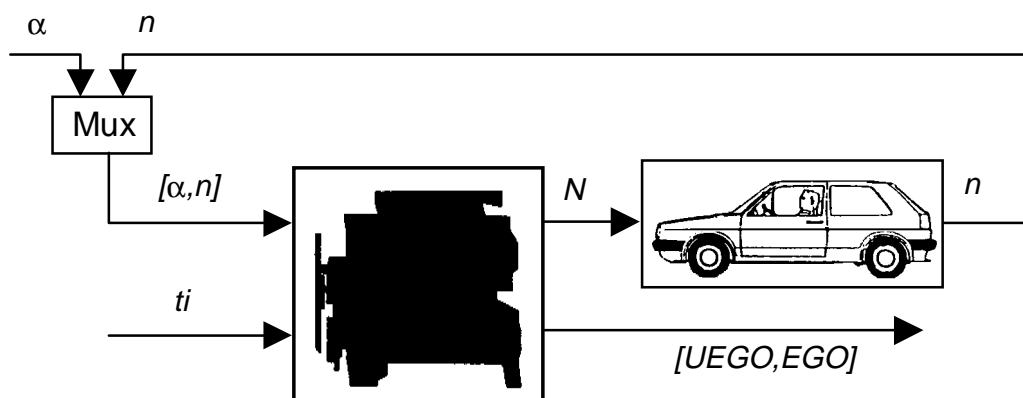


Fig. 3.3: Modelo del vehículo completo

El modelo del motor se compone a su vez de cinco submodelos, correspondientes a las ecuaciones que rigen los distintos fenómenos físicos que intervienen en la formación y control de la mezcla, e interconectados entre sí según la figura 3.4:

- **Combustible:** ecuaciones del suministro de combustible y la aportación a la mezcla.
- **Aire:** ecuaciones de la dinámica del colector de admisión.
- **Admisión:** entrada de la mezcla en el cilindro.
- **Combustión:** generación de par motor.
- **Sonda lambda:** información de la relación aire-combustible medida en el tubo de escape, tanto con un sensor binario (EGO) como lineal (UEGO).

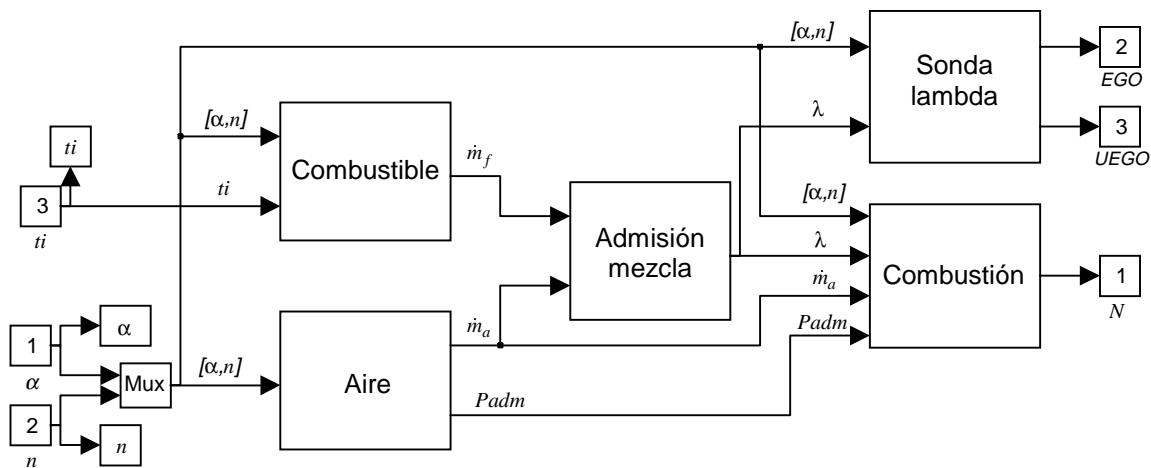


Fig. 3.4: Modelo del motor

A pesar de tratarse de un modelo promediado, se ha tenido en cuenta la secuencia con que se producen los diferentes fenómenos a lo largo de un ciclo. Se define como instante inicial del ciclo el correspondiente a la inyección, que como simplificación se supone instantánea y que tiene lugar aproximadamente 60° de cigüeñal antes del punto muerto superior (PMS), valor bastante habitual que permite que, cuando comience a abrirse la válvula de admisión, toda la gasolina haya sido inyectada.

El inicio de la admisión se supone coincidente con el PMS. La combustión se considera también instantánea, y que es completa 60° después del PMS. No se tiene en cuenta el ángulo de avance de encendido, puesto que se supone que este es el óptimo para que la combustión se realice de la forma descrita. Por último, el escape se inicia justo en el punto muerto inferior.

Los desfases en grados de cigüeñal de todos los submodelos respecto al punto de inyección quedan resumidos en el gráfico 3.5.

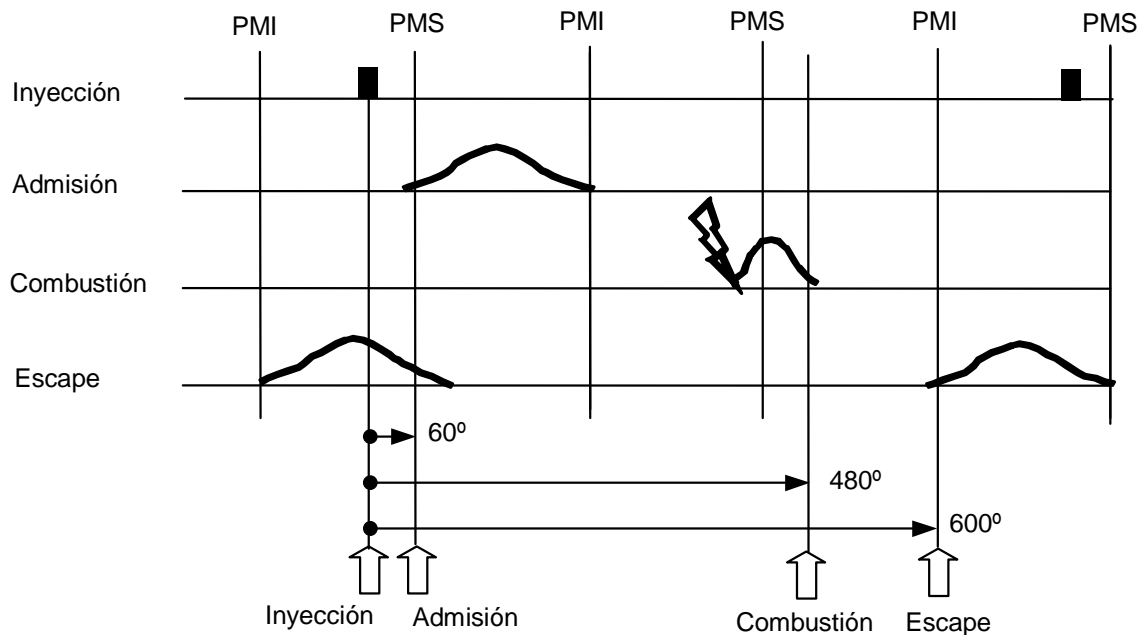


Fig. 3.5: Secuencia de fenómenos a lo largo de un ciclo

3.4. Modelo del combustible

El modelo comprende dos etapas:

- Inyección
- Evolución en el colector

3.4.1. Inyección

Se considera el inyector, desde que le llega la señal de la centralita, cuya variable es el tiempo de inyección (t_i), hasta que se produce la inyección de una cantidad determinada de combustible. Este fenómeno se repite una vez por ciclo, para cada cilindro. Dado que el inyector es un sistema mecánico, necesita un tiempo mínimo para vencer las inercias. De esta forma, puede afirmarse que la masa de gasolina inyectada en cada ciclo es lineal con el tiempo de inyección, menos el denominado tiempo muerto, durante el cual no se produce aportación de combustible.

$$m_{fi}(\text{mg} / \text{ciclo}) = K_{iny} \cdot (t_i - t_{0iny}) \quad (3.3)$$

Las constantes se determinan experimentalmente, en un banco de fluxado. En este caso, se trata de inyectores Siemens DEKA 1D, y la curva característica ha sido tomada del catálogo del fabricante (anexo A), de la que se obtienen los dos parámetros:

$$K_{iny} = 2,5 \text{ (mg/ms)}$$

$$t_{oiny} = 0,6 \text{ ms}$$

Dado que se considera un proceso continuo, es necesario trabajar con el caudal en lugar de con la masa. Para ello hay que multiplicar la cantidad inyectada en cada ciclo por el régimen del motor. En un motor de dos tiempos y cuatro cilindros, se producen dos inyecciones por vuelta, por lo que hay que aplicar un factor de 2. Así, con el debido cambio de unidades, resulta:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fi} \text{ (kg / h)} &= m_{fi} \text{ (mg / ciclo)} \cdot n \text{ (rpm)} \cdot 2 \cdot 60 \cdot 10^{-6} = \\ &= 1,2 \cdot 10^{-4} m_{fi} \text{ (mg / ciclo)} \cdot n \text{ (rpm)} \end{aligned} \quad (3.4)$$

El inyector entregará el máximo caudal posible, cuando esté continuamente abierto, o lo que es lo mismo, cuando el tiempo de inyección sea igual al tiempo que necesita el motor para dar dos vueltas completas. En este caso, si no se considera el tiempo muerto del inyector:

$$ti^{max} \text{ (ms)} = \frac{2(\text{vueltas})}{n \text{ (rpm)}} 60000 = \frac{120000}{n \text{ (rpm)}} \quad (3.5)$$

$$m_{fi}^{max} \text{ (kg / ciclo)} \approx 1,2 \cdot 10^{-4} \left(K_{iny} \cdot \frac{120000 \cdot ti^{max}}{n} \right) \cdot n = 14,4 \cdot K_{iny} \quad (3.6)$$

Finalmente, el modelo es el representado por el siguiente diagrama de bloques.

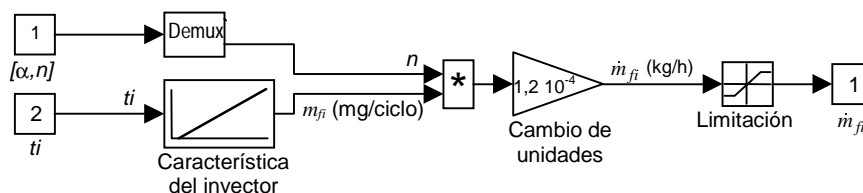


Fig. 3.6: Modelo del inyector

3.4.2. Evolución en el colector

Este modelo describe los cambios de fase que se suceden en el colector de admisión, esquematizados en la figura 2.5. Aquí se comentan las razones físicas de estos cambios de fase, utilizando como referencia la figura 3.7, la cual representa la zona de la culata y el conducto de admisión, donde van alojados el inyector y la válvula.

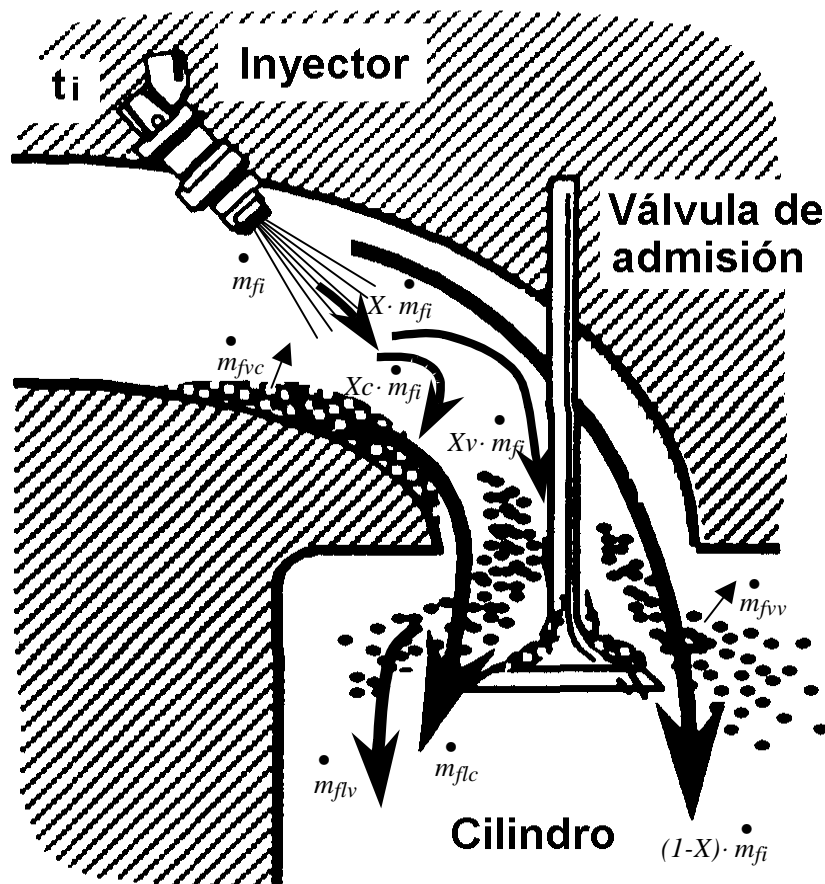


Fig. 3.7: Evolución del combustible en el colector de admisión

El caudal de gasolina suministrado por el inyector, \dot{m}_{fi} , se divide en una fracción $(1-X)$, que se vaporiza y entra directamente en el interior del cilindro, y el resto (X) , que queda depositado en forma de película líquida sobre las superficies. Este depósito líquido se produce al impactar la gasolina inyectada en parte sobre el conducto de admisión (X_c) , y en parte sobre la válvula (X_v) , si esta se encuentra cerrada en el momento de la inyección. De esta forma se obtiene:

$$\dot{m}_{fi} = (1 - X)\dot{m}_{fi} + X \dot{m}_{fi} = (1 - X)\dot{m}_{fi} + X_C \dot{m}_{fi} + X_V \dot{m}_{fi} \quad (3.7)$$

dado que

$$X = X_c + X_v \quad (3.8)$$

Según lo visto en apartado 2.1.2.5, la parte depositada en forma de líquido tiene dos formas de llegar al cilindro: por transporte lento del líquido, o por vaporización. Así pues, la variación de masa en cada una de las películas líquidas (conducto y válvula) se puede expresar como diferencia entre la cantidad que se deposita y la que sale, tal como se representa en la figura 3.7:

$$\begin{aligned} \text{Conducto: } \frac{dm_{lc}}{dt} &= X_c \cdot \dot{m}_{fi} - (\dot{m}_{fvc} + \dot{m}_{flc}) \\ \text{Válvula: } \frac{dm_{lv}}{dt} &= X_v \cdot \dot{m}_{fi} - (\dot{m}_{fvv} + \dot{m}_{flv}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

m_l es la cantidad de combustible depositado en la forma de líquido; \dot{m}_{fv} el caudal de combustible que pasa a vapor, y m_{fl} el caudal que pasa al interior del cilindro en forma de líquido.

De la suma de las dos ecuaciones 3.9 y junto con 3.8 se obtiene el caudal neto que pasa a forma de líquido, tomando como positivo el caudal entrante:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fl} &= \frac{dm_{lc} + dm_{lv}}{dt} = X_c \cdot \dot{m}_{fi} + X_v \cdot \dot{m}_{fi} - (\dot{m}_{fvc} + \dot{m}_{flc} + \dot{m}_{fvv} + \dot{m}_{flv}) = \\ &= X \cdot \dot{m}_{fi} - (\dot{m}_{fvc} + \dot{m}_{flc} + \dot{m}_{fvv} + \dot{m}_{flv}) \end{aligned} \quad (3.10)$$

Dado que las paredes del conducto de admisión siempre son bastante más frías que las de la válvula, se puede considerar que $X_c \gg X_v$. Además, según la teoría de Aquino, la cantidad de combustible que abandona la película puede aproximarse por una fracción ($1/\tau_{fl}$) de la masa existente en la propia película

$$(\dot{m}_{fvc} + \dot{m}_{flc} + \dot{m}_{fvv} + \dot{m}_{flv}) = \frac{1}{\tau_{fl}} m_{fl} \quad (3.11)$$

De esa forma, la ecuación 3.10 se simplifica y se convierte en una ecuación de primer orden.

$$\dot{m}_{fl} = X \cdot \dot{m}_{fi} - \frac{1}{\tau_{fl}} m_{fl} \quad (3.12)$$

Sólo en régimen estacionario, esta variación será nula, y, por tanto, la masa del depósito líquido constante. El caudal total de combustible que llega al cilindro (m_f) equivale a la cantidad que llega en forma de vapor, más la aportada por la película líquida:

$$\dot{m}_f = (1 - X) \cdot \dot{m}_{fi} + \frac{1}{\tau_{fl}} m_{fl} \quad (3.13)$$

Las dos ecuaciones anteriores 3.12 y 3.13 son la base del modelo de la película de combustible, que junto a la fracción de vapor, representan el modelo de la evolución del combustible inyectado.

Si a estas dos ecuaciones se les aplica la transformada de Laplace, se obtiene:

$$\begin{cases} \dot{m}_{fl}(s) = X \cdot \dot{m}_{fi}(s) - \frac{1}{s\tau_{fl}} \dot{m}_{fl}(s) \rightarrow \dot{m}_{fl}(s) = \dot{m}_{fi}(s) \frac{1}{X} \frac{1+s\tau_{fl}}{s\tau_{fl}} \\ \dot{m}_f(s) = (1-X) \cdot \dot{m}_{fi}(s) + \frac{1}{s\tau_{fl}} \dot{m}_{fl}(s) \end{cases} \quad (3.14)$$

eliminando $\dot{m}_{fl}(s)$ resulta una función de transferencia global:

$$\frac{\dot{m}_f(s)}{\dot{m}_{fi}(s)} = \frac{1 + (1-X)s\tau_{fl}}{1 + s\tau_{fl}} \quad (3.15)$$

El modelo en forma de bloques queda reflejado por la figura 3.8

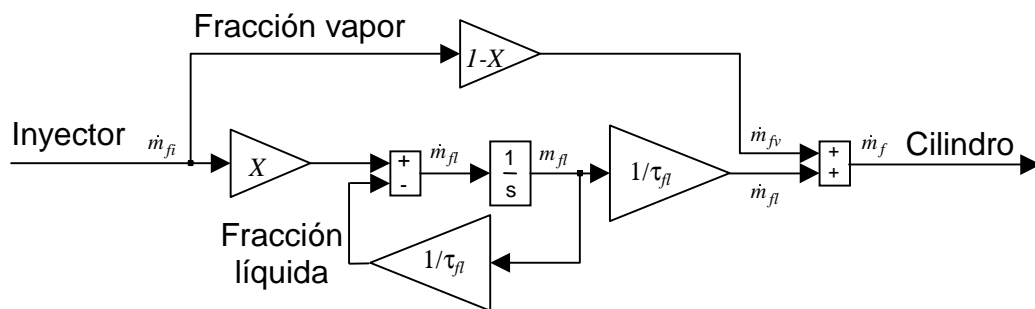


Fig. 3.8: Modelo de la película de combustible

El resultado es un polo igual a τ_{fl} , y un cero cuyo valor es de $(1-X)\tau_{fl}$, menor que el del polo, dado que $0 < X < 1$.

La conclusión de todos los trabajos analizados es que los coeficientes X y τ_{fl} sólo dependen fuertemente del ángulo de mariposa (α) en los motores con inyección monopunto. En los motores con inyección multipunto, donde esta se realiza aguas abajo de la mariposa, los parámetros son prácticamente independientes del punto de funcionamiento. Sólo en este segundo caso, el modelo es perfectamente lineal.

Para la determinación de los parámetros característicos del combustible, se ha debido realizar un experimento registrando λ como respuesta a un escalón en lazo abierto, según se describe en el anexo A. Previamente han debido identificarse todos los demás parámetros. El cálculo de X y τ_{fl} se ha hecho de forma que, para distintos puntos de funcionamiento, la señal de la UEGO obtenida en simulación con los mismos datos de entrada que la medición, tenga un mínimo error respecto a los resultados de la UEGO medida en el coche. La mejor identificación se ha obtenido con los valores $X = 0,3$ y $\tau_{fl} = 0,08$

La gráfica comparativa entre el valor de UEGO medido y simulado con los parámetros anteriores, para tres puntos de funcionamiento diferentes, puede verse en la figura siguiente:

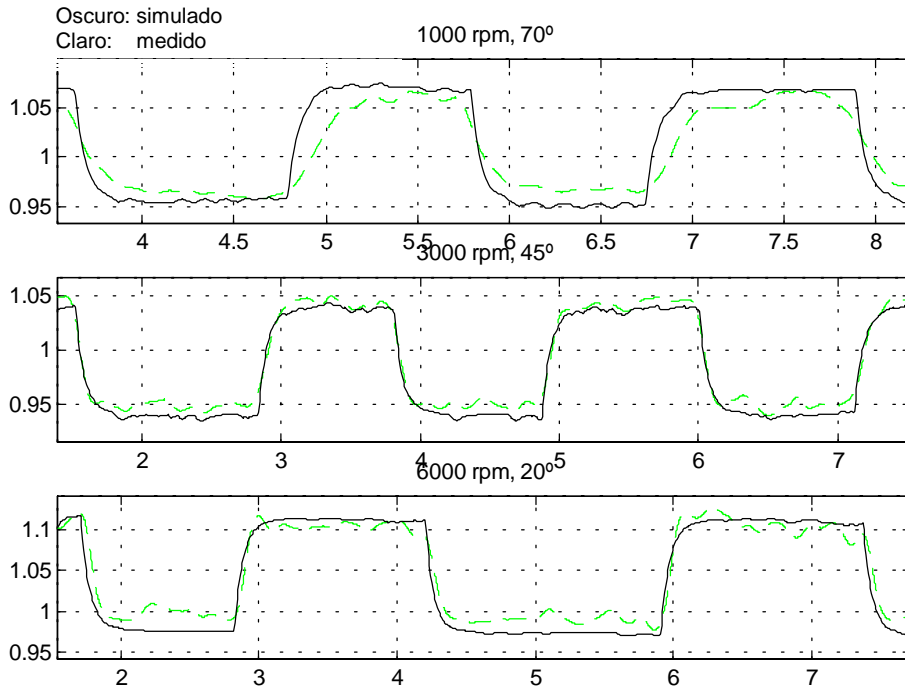


Fig. 3.9: Respuesta a un escalón en lazo abierto, en tres puntos de funcionamiento diferentes

El modelo global del combustible queda finalmente de la siguiente forma:

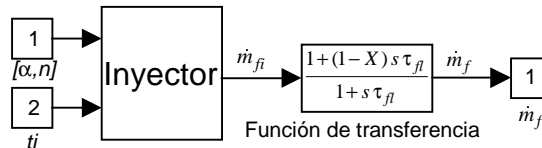


Fig. 3.10: Modelo global del combustible

3.5. Modelo del aire

Los modelos encontrados en la literatura que hacen referencia al comportamiento del aire en un motor alternativo se clasifican en dos tipos, según su objetivo:

- Los que tienen en cuenta las fluctuaciones de presión dentro del colector de admisión, debido al efecto pulsante provocado por el llenado discontinuo de los cilindros. Es el caso de los desarrollados por Hires [Hires81Tra], Ohata [Ohata82Dyn], Fujieda [Fujie84Ana] y Boam [Boam89A Mo]. Están orientados al estudio del llenado y los parámetros geométricos que en él intervienen.
- Los que mantienen constante el caudal de aire durante el ciclo del motor, asimilándolo a una máquina rotativa en lugar de alternativa. Son los más indicados para

modelos orientados al control. Aquino [Aquin81Tra], Hendricks [Hendr91SI], Benninger [Benni91Req] y Chang [Chang95Air] desarrollan modelos de tipo promediado.

El modelo elaborado es del tipo de llenado y vaciado, al igual que casi todos los hallados en la literatura. Se considera el colector de admisión como un depósito de volumen finito, en el cual entra el aire por la válvula de mariposa, y sale a través de la válvula de admisión de cada uno de los cilindros (figura 3.11). El aire es bombeado por los propios cilindros durante la carrera de admisión, y la válvula de mariposa actúa como pérdida de carga variable. Por tanto, no queda más que aplicar la ecuación de continuidad de la masa al colector de admisión, de modo que durante un transitorio de la mariposa, la variación de la masa de aire en el colector es igual al caudal másico entrante menos el saliente.

$$\frac{dm_{aadm}}{dt} = \dot{m}_{amar} - \sum_1^{ncil} \dot{m}_a \quad (3.16)$$

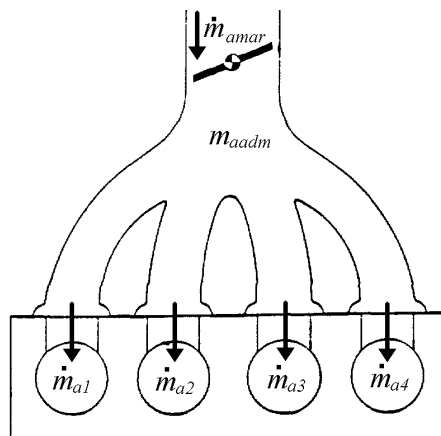


Fig. 3.11: Ecuación de continuidad de la masa de aire en el colector de admisión

3.5.1. Válvula de mariposa

El problema se trata como el caso de un fluido compresible que atraviesa un conducto, impulsado por una diferencia de presiones, en el que se produce una reducción de sección, debida a la mariposa. Así, la expresión del caudal [Taylo90The] es la siguiente:

$$\dot{m}_{amar}(\alpha, \phi) = \dot{m}_{amar}^{max} C_d f(\alpha) f(\phi) \quad (3.17)$$

donde

$$\dot{m}_{amar}^{max} = \frac{\pi D_{mar}^2}{4} \frac{P_{adm}}{\sqrt{R T_{adm}}} \quad (3.18)$$

siendo \dot{m}_{amar}^{max} el caudal de aire máximo posible, C_d el coeficiente de descarga, D_{mar} el diámetro de la válvula de mariposa, p_{adm} y T_{adm} la presión y temperatura respectivamente en el colector de admisión, $f(\alpha)$ el coeficiente de sección, función del ángulo, y ϕ el cociente entre las presiones aguas abajo y aguas arriba de la mariposa respectivamente. Si se desprecia la pérdida de carga en el filtro de aire, se puede tomar la presión aguas arriba de la mariposa igual a la atmosférica y, por tanto:

$$\phi = \frac{p_{adm}}{p_{amb}} \quad (3.19)$$

Existe un valor de ϕ para el que, en la zona de mínima sección, el gas alcanza la velocidad del sonido. Es la denominada presión crítica de Laval, y corresponde al caudal máximo alcanzable en esas condiciones. Este punto se alcanza cuando:

$$\phi^* = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.20)$$

donde κ es el cociente de calores específicos a presión y volumen constante. Dado que si se trata el aire como un gas ideal $\kappa = 1,4$, se tiene que $\phi^* = 0,528$.

El factor de presión se calcula mediante la expresión de Saint Venant:

$$f(\phi) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\phi^{\frac{2}{\kappa}} - \phi^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)}, & \phi^* \leq \phi \leq 1 \\ \sqrt{\kappa} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}, & \phi < \phi^* \end{cases} \quad (3.21)$$

El factor de sección es la sección de paso de la válvula de mariposa, en función del ángulo (α). En el caso de un tubo cilíndrico, con una mariposa circular articulada por su diámetro, la expresión es [Heywo88Int]:

$$f(\alpha) = \left(1 - \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right) + \dots \\ + \frac{2}{\pi} \left(\frac{a}{\cos \alpha} \sqrt{\cos^2 \alpha - a^2 \cos^2 \alpha_0} - \dots \right. \\ \left. - \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \arcsen \left(a \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \right) - a \sqrt{1 - a^2} + \arcsen a \dots \right) \quad (3.22)$$

a es la relación entre el diámetro del eje y de la mariposa; α_0 es el ángulo cuando la mariposa se encuentra en posición de ralenti. En el caso de válvulas de mariposa más complejas, con secciones no cilíndricas, será necesario buscar una expresión que aproxime la sección en función del ángulo.

La expresión 3.17 no se cumple para ángulos grandes y velocidades bajas, donde se produce un efecto de saturación debido a que la pérdida de carga lineal en todo el conducto de admisión deja de ser despreciable respecto a la creada por la mariposa. En este caso, puede considerarse el caudal de aire como una función únicamente del régimen de giro [Hendr90Mea], donde a y b son constantes.

$$\dot{m}_{amar}(n) = a + b \cdot n \quad (3.23)$$

Luego la expresión definitiva del caudal de aire en la mariposa que demuestra ser válida para todas las condiciones de funcionamiento, se puede aproximar [Hendr90Mea] como el mínimo de las ecuaciones 3.17 y 3.23.

$$\dot{m}_{amar} = \min(\dot{m}_{amar}(\alpha, \phi), \dot{m}_{amar}(n)) + \dot{m}_{amar}^0 \quad (3.24)$$

\dot{m}_{amar}^0 es una constante que representa el caudal de aire que circula cuando el motor gira al ralentí, donde $\alpha = \alpha_0$.

Los parámetros se han calculado a partir de las mediciones estabilizadas realizadas en el banco de motor (anexo A). El diámetro de la mariposa es de 55 mm. La forma del cuerpo utilizado se aparta bastante del simple tubo, puesto que está pensada para conseguir una característica mucho más lineal, de modo que el factor de ángulo no se corresponde a la ecuación 3.22. A su vez, la determinación del coeficiente de descarga por sí sólo requiere un trabajo experimental muy complejo. Por tanto, se ha optado por identificar el producto de ambos factores, de modo que quede minimizado el error cuadrático medio, entre el caudal de aire medido, y el calculado.

La curva (figura 3.12) se ha aproximado por un polinomio de quinto grado, cuyos coeficientes son:

$$f(\alpha) \cdot Cd = 1,734 \cdot 10^{-3} \alpha + 2,731 \cdot 10^{-5} \alpha^2 - 4,685 \cdot 10^{-6} \alpha^3 + 1,491 \cdot 10^{-7} \alpha^4 - 9,894 \cdot 10^{-10} \alpha^5 \quad (3.25)$$

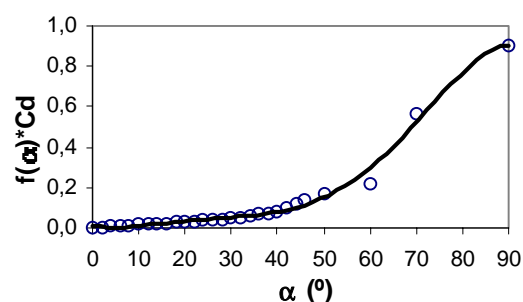


Fig. 3.12: Curva correspondiente al producto $f(\alpha) \cdot Cd$ de la mariposa, en función del ángulo

Al mismo tiempo, es necesario identificar los coeficientes de la función que satura el caudal de aire, en función del régimen de giro. Del ajuste por mínimos cuadrados resulta:

$$\dot{m}_{amar}(n) = 0,0549 \cdot n - 21,08 \quad (3.26)$$

y un caudal de by-pass $\dot{m}_{amar}^0 = 3 \text{ kg/h}$. Las curvas de caudal de aire en régimen estacionario, medidas y calculadas con los coeficientes anteriores, se pueden observar en la siguiente figura, obteniéndose un error RMS = 8,52.

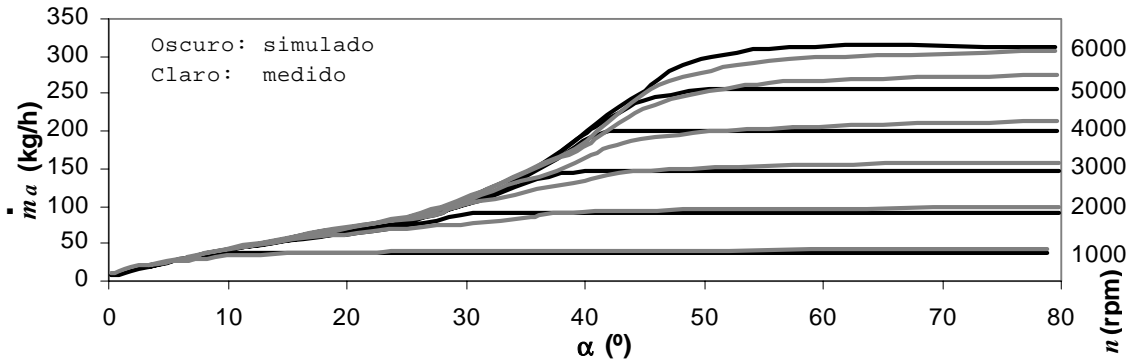


Fig. 3.13: Caudal estacionario de aire en función del ángulo de mariposa, para distintos valores del régimen de giro

El diagrama de bloques siguiente representa el modelo final de la válvula de mariposa.

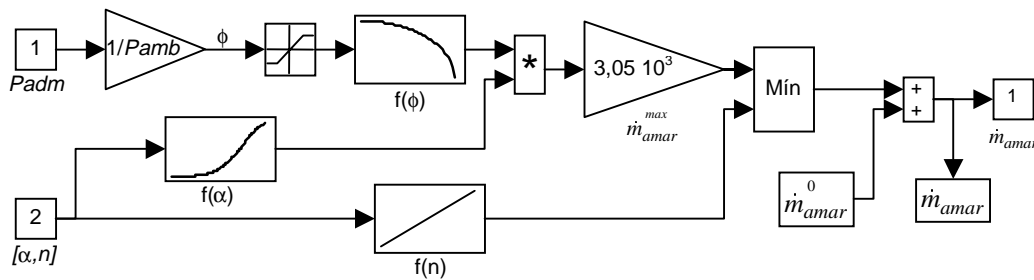


Fig. 3.14: Modelo de la válvula de mariposa

3.5.2. Válvula de admisión

El cálculo del caudal de aire que atraviesa una válvula parte de un planteamiento análogo al del caudal de la mariposa. Ahora bien, la determinación del área efectiva y del coeficiente de descarga de la válvula en cada instante es muy difícil, porque habría que tener en consideración el diagrama de distribución del motor. Es preferible trabajar con el rendimiento volumétrico, el cual equivale a un valor promediado para todo el ciclo. Este se define (apartado 2.1.1.2) como el cociente entre el volumen de aire admitido, y el que cabría en el cilindro para las condiciones de admisión (p_{adm}, T_{adm}). Por tanto, la expresión del caudal másico para un motor de dos tiempos y cuatro cilindros, suponiendo que el aire es un gas ideal, es la siguiente:

$$\dot{m}_a = \frac{1}{2} n V \rho_{adm} \eta_{vol} = \frac{1}{2} n V \frac{p_{adm}}{R T_{adm}} \eta_{vol} \quad (3.27)$$

donde V es la cilindrada total. El factor $\frac{1}{2}$ procede del hecho que, en un motor de cuatro tiempos, se produce una renovación de la carga cada dos vueltas. Si se introducen las distintas variables en sus unidades habituales, la ecuación final resulta:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a \text{ (kg / h)} &= \left[\frac{1}{2} n \left(\frac{\text{rpm}}{60} \right) \frac{V (\text{l} \cdot 10^{-3})}{R T_{adm}} p_{adm} (\text{kPa} \cdot 10^3) \eta_{vol} \right] 3600 = \\ &= \frac{30V}{R T_{adm}} n p_{adm} \eta_{vol} \end{aligned} \quad (3.28)$$

A la hora de encontrar una expresión analítica del rendimiento volumétrico, se ha recurrido a la literatura. Servati [Serva86A r] halla una expresión matemática, función del régimen, presiones y temperaturas tanto de admisión como de escape, con seis coeficientes, obtenidos a partir de un ajuste por regresión de datos obtenidos experimentalmente. Hendricks [Hendr90Mea] simplifica la expresión de Servati, y demuestra empíricamente la siguiente dependencia:

$$\eta_{vol} (n, p_{adm}) = \eta_{vol0} + \eta_{vol1n} n + \eta_{vol2n} n^2 + \eta_{vol1p} p_{adm} + \eta_{vol2p} p_{adm}^2 \quad (3.29)$$

donde η_{vol0} , η_{vol1n} , η_{vol2n} , η_{vol1p} , son parámetros constantes. El término p_{adm}^2 no figura en la expresión original, pero se ha visto la conveniencia de añadirlo, porque una dependencia lineal no es suficiente.

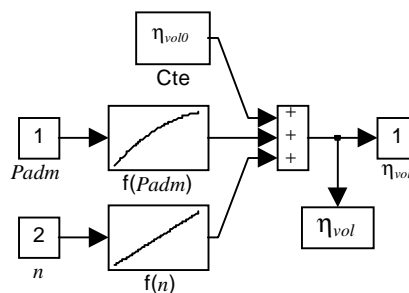


Fig. 3.15: Modelo del rendimiento volumétrico

Los parámetros se han calculado por ajuste de mínimos cuadrados, entre los valores calculados y los medidos en el banco de motor. El resultado obtenido (figura 3.16) es de $RMS=0,025$ con los parámetros:

$$\begin{aligned} \eta_{vol0} &= 3,116 \cdot 10^{-1} \\ \eta_{vol1n} &= 1,305 \cdot 10^{-4} & \eta_{vol2n} &= -1,322 \cdot 10^{-8} \\ \eta_{vol1p} &= 6,1 \cdot 10^{-3} & \eta_{vol2p} &= -2,584 \cdot 10^{-5} \end{aligned}$$

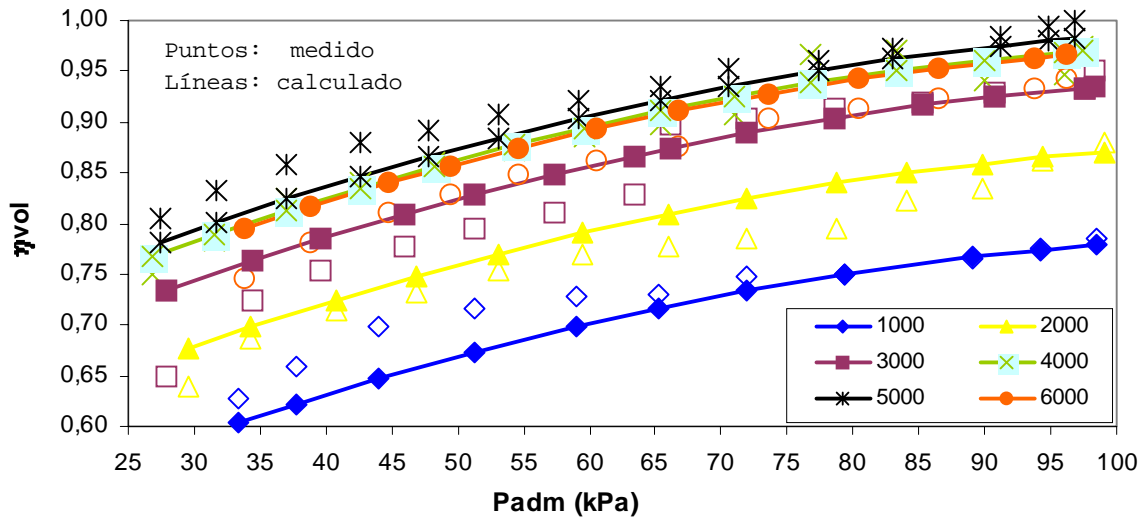


Fig. 3.16: Rendimiento volumétrico

El diagrama de bloques correspondiente al modelo de la válvula de admisión es el representado a continuación:

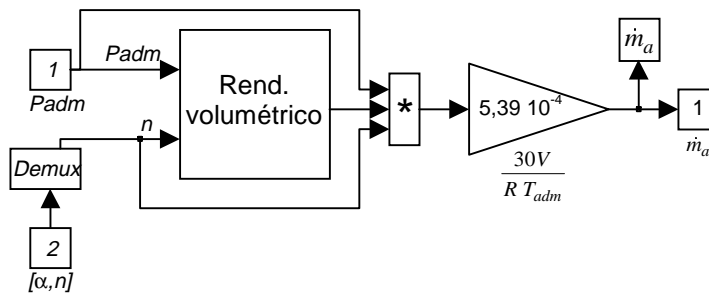


Fig. 3.17: Modelo de la válvula de admisión

3.5.3. Ecuación de estado del colector de admisión

Si se parte de la ecuación 3.16, y se supone que el aire es un gas ideal, se obtiene la expresión de la variación de la presión en el colector de admisión, considerando que la temperatura no varía o lo hace muy lentamente, y que el volumen del colector es constante:

$$\dot{P}_{adm} = \frac{R \cdot T_{adm}}{V_{adm}} \left(\dot{m}_{amar} - \sum_1^{ncil} \dot{m}_a \right) \tag{3.30}$$

donde el subíndice adm hace referencia a las condiciones en el colector de admisión. El siguiente diagrama de bloques representa el cálculo de la presión instantánea en el colector de admisión, por integración de la ecuación anterior.

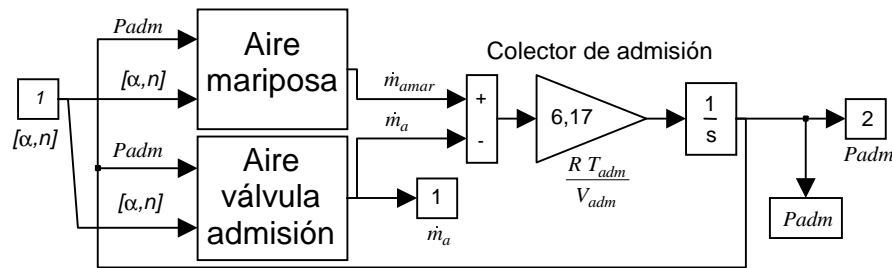


Fig. 3.18: Modelo del colector de admisión

Si ahora se sustituye la expresión 3.28 en la anterior, se obtiene la ecuación de estado del colector de admisión.

$$\begin{aligned} \dot{p}_{adm} &= \frac{R \cdot T_{adm}}{V_{adm}} \left(\dot{m}_{amar} - \frac{30V}{R T_{adm}} n p_{adm} \eta_{vol} \right) = \\ &= \frac{R \cdot T_{adm}}{V_{adm}} \dot{m}_{amar} - 30 \frac{V}{V_{adm}} n \eta_{vol} p_{adm} \end{aligned} \quad (3.31)$$

3.6. Admisión de la mezcla

Una vez se ha cerrado la válvula de admisión, el dosado de la mezcla permanece constante para el cilindro en cuestión durante el resto del ciclo. Sin embargo, hasta que se obtenga información sobre el valor de λ , se sucede una serie de fenómenos, los cuales se describen en este apartado:

1. Expulsión de los gases de escape.
2. Transporte de los gases hasta la posición de la sonda.
3. Medición a cargo de la sonda.

3.6.1. Expulsión y transporte de los gases de escape

En una primera fase, tan pronto como comienza a abrirse la válvula de escape, los gases quemados son expulsados del cilindro hacia el colector de escape. Este proceso requiere un tiempo que es función únicamente del régimen de giro, dado que la distribución va ligada mecánicamente al cigüeñal del motor. Por tanto, si se define θ_{esc} como el valor del ángulo de cigüeñal en grados comprendido entre el instante de la inyección y de la abertura de la válvula de escape en un mismo cilindro, y n el régimen en rpm, el retardo de ciclo en un motor de cuatro tiempos equivale a:

$$t_{cic} (s) = \frac{\theta_{esc} (^\circ / 360)}{n (rpm / 60)} = \frac{\theta_{esc}}{60 \cdot n} \quad (3.32)$$

Una vez finalizado el proceso de escape, los gases van ocupando el volumen existente en el colector y el tubo de escape, hasta llegar a la posición donde está situada la sonda de medición. La expresión analítica que permite hallar el valor del retardo de transporte viene desarrollada por Chin [Chin86Engj]. Si V es la cilindrada total, y η_{vol} el rendimiento volumétrico, la masa de mezcla admitida en cada vuelta del motor vale, de forma análoga a la ecuación 3.27:

$$m_a = \frac{1}{2} \cdot V \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{adm} \quad (3.33)$$

Suponiendo que tanto la mezcla admitida como los gases de escape son ideales, el volumen ocupado por la gasolina es despreciable, X_r es la fracción de gases residuales respecto a la mezcla admitida, y aplicando la ecuación de conservación de la masa, el volumen de gases expulsado por vuelta del motor, en las condiciones del colector de escape, viene expresado como:

$$\begin{aligned} V_{esc} &= \frac{m_a \cdot (1 - X_r)}{\rho_{esc}} = \frac{1}{2} \cdot V \cdot \eta_{vol} \cdot (1 - X_r) \cdot \frac{\rho_{adm}}{\rho_{esc}} = \\ &= \frac{1}{2} \cdot V \cdot \eta_{vol} \cdot (1 - X_r) \cdot \frac{P_{adm}}{P_{esc}} \cdot \frac{T_{esc}}{T_{adm}} \end{aligned} \quad (3.34)$$

El cociente entre el volumen ocupado por los gases de escape, definido por la ecuación anterior, y el comprendido en el conjunto de colector y tubo de escape, proporciona el número de vueltas necesarias para que los gases alcancen la sonda lambda; el tiempo se obtiene de dividir este valor por el régimen de giro:

$$t_{tr} = \frac{V_\lambda}{V_{esc} \cdot n} = \frac{2}{V} \cdot \frac{1}{n \cdot \eta_{vol}} \cdot \frac{1}{1 - X_r} \cdot \frac{P_{esc}}{P_{adm}} \cdot \frac{T_{adm}}{T_{esc}} \quad (3.35)$$

V_λ es el volumen total del colector de escape, más el tramo del tubo hasta la posición de la sonda lambda. A la vista de la fórmula puede verse que el retardo de transporte es fuertemente dependiente del punto de funcionamiento del motor. En efecto, además de la intervención directa de n , hay una dependencia implícita del régimen y la carga en el rendimiento volumétrico, la fracción de residuales, y las presiones y temperaturas de escape. Un modelo más perfecto debería tener en cuenta la dinámica de la presión y temperatura de escape, al igual que la difusión del gas recién expulsado y su mezcla con los gases existentes en el escape de ciclos anteriores. No obstante, puede considerarse la fórmula anterior como una buena aproximación, a la vista de los resultados mostrados por la gráfica 3.19. Algunos autores efectúan otras simplificaciones; así, Amstutz [Amstu94Mod] supone que el retardo es inversamente proporcional al régimen de giro. Chang [Chang93Eng] va más allá, y considera que si la distancia entre la sonda y el motor no es muy grande, puede aproximarse el valor del retardo como constante.

Para el cálculo del retardo total, en primer lugar debe conocerse el retardo de ciclo, mediante la ecuación 3.32. Este es un valor que solamente depende del diagrama de distribución del motor considerado. En este caso, se toma $\theta_{esc} = 600^\circ$, según se representa en la figura 3.5.

La determinación del retardo de transporte se ha realizado de dos formas: a partir de los datos estabilizados en banco de motor, según la ecuación 3.35, y por análisis de la respuesta a un escalón del tiempo de inyección en lazo abierto, sobre banco de rodillos y en distintos puntos de funcionamiento, tal como se describe en el anexo A.

El experimento consiste en medir el desfase entre la señal procedente de dos sondas UEGO situadas una a la salida de la culata, lo más cerca posible de la válvula de escape, y la otra en la posición de la EGO, tras aplicar un escalón en el tiempo de inyección. Es necesario promediar el desfase correspondiente a varios escalones, ya que al estar situada la primera sonda en el colector de escape, se registra una señal diferente cuando se abre la válvula correspondiente a ese cilindro, que cuando es otra la que se abre. También se supone que la respuesta de las dos sondas es idéntica, cuando esto no es totalmente cierto, ya que la primera sonda está sometida a una mayor temperatura, y por tanto su respuesta es algo más rápida.

El cálculo teórico se realiza a partir de los mapas de presión y temperatura en el escape, obtenidos en régimen estacionario con el motor sobre banco de ensayos, de donde se puede calcular un nuevo mapa con el tiempo del retardo de transporte. Además se requiere medir el volumen del escape comprendido entre la válvula y la posición de la sonda λ , que resulta ser $V_\lambda = 2,382$ l. La fracción de residuales se ha estimado en $X_r = 0,01$, por tratarse de un motor sin EGR y con un cruce de válvulas de tan sólo $3,3^\circ$, aunque la influencia de este valor en el resultado de la fórmula es poco importante.

El tiempo de retardo puro total será la suma del retardo de ciclo, más el retardo de transporte. Si se grafican los puntos obtenidos mediante cálculo y mediante experimentación, en función del ángulo de mariposa y el régimen, se observa en la figura 3.19 cómo los dos métodos coinciden. También se puede destacar que la influencia del ángulo de mariposa sólo es importante para valores de α pequeños, por debajo de 20° .

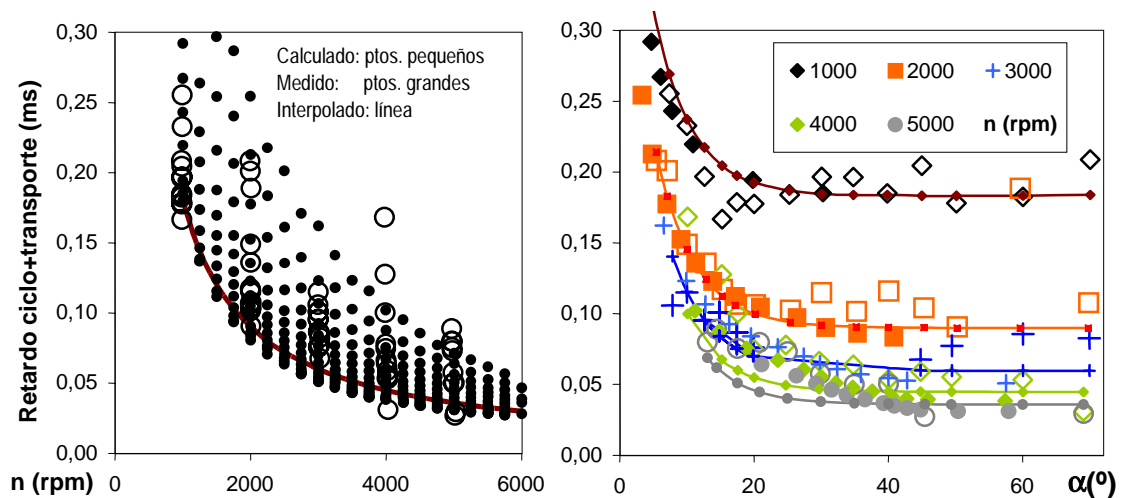


Fig. 3.19: Retardo de ciclo+transporte de λ calculado y medido

Así, si se ajusta una curva de tipo $1/x$ para n , y exponencial para α , de modo que se minimice el error cuadrático RMS, el resultado obtenido es 0,0236 para el modelo del retardo total representado por la siguiente fórmula:

$$t_{\lambda} = t_{cic} + t_{tr} = \frac{180,18}{n} + 0,319 \cdot e^{-0,175\alpha} \quad (3.36)$$

3.6.2. Sonda lambda de dos estados (EGO: Exhaust Gas Oxygen Sensor)

El sensor utilizado es el tipo Bosch LSH25 de ZrO_2 . El modelo consiste en un retardo puro de la señal de λ , fijado en 115 ms como un valor representativo para una sonda envejecida, según el catálogo del fabricante, seguido de un relé con histéresis, que aproxima la curva característica.

$$V_{EGO} = \begin{cases} 1, & \lambda < 0,995 \text{ (Estado rico)} \\ 0, & \lambda > 1,005 \text{ (Estado pobre)} \end{cases}$$

3.6.3. Sonda lambda universal (UEGO: Universal Exhaust Gas Oxygen Sensor)

Se puede considerar, según información del fabricante, que el sensor introduce un retardo de primer orden, con una constante de tiempo de aproximadamente 40 ms. Jansen [Jense98Wid] describe un procedimiento experimental para determinar las características dinámicas de la UEGO, que no se ha utilizado en esta tesis.

3.7. Dinámica del sistema

De las dos variables que definen el punto de funcionamiento del motor, una de ellas, la carga, es siempre un dato de entrada, mientras que el régimen del motor puede serlo o no. En condiciones de funcionamiento normal del coche, la potencia mecánica generada por el motor se utiliza en parte para vencer las resistencias pasivas del motor y del vehículo, y la todavía disponible permite acelerar el motor, que está unido rígidamente mediante el embrague y el cambio a las ruedas. Ahora bien, en el caso de que el vehículo se encuentre montado sobre un banco de rodillos, la potencia del motor puede ser compensada a voluntad mediante un freno eléctrico, y de esa forma también puede elegirse el régimen del motor como un dato de entrada. Este segundo caso es el habitual cuando se realiza una calibración. Desde el punto de vista del modelo matemático, se interpone un conmutador en el lazo de realimentación de n , de manera que puede elegirse entre el valor procedente del submodelo de la dinámica, o un dato de entrada.

3.7.1. Combustión y generación del par motor

Aunque los estudios existentes sobre el proceso de la combustión son numerosos, el objetivo de este submodelo se limita al cálculo de la potencia desarrollada por el motor, a partir de las variables de entrada.

Dado un caudal de gasolina \dot{m}_f , la potencia mecánica teóricamente disponible es:

$$N = \dot{m}_f \cdot H_f \cdot \eta_t(P_{adm}, \lambda, n) = \frac{\dot{m}_a}{\lambda \cdot \lambda_e} \cdot H_f \cdot \eta_t(P_{adm}, \lambda, n) \quad (3.37)$$

donde H_f es el poder calorífico inferior del combustible, y η_t el rendimiento térmico. La entrega de potencia se considera instantánea, y si el ángulo de encendido es óptimo, esto sucede aproximadamente 60° después del PMS del motor, ya en la carrera descendente del pistón. Si se supone que la inyección se produce a su vez 60° antes del PMS en la carrera de escape, se tiene un retardo total θ_{comb} de aproximadamente 480° (figura 3.5). Esto supone un tiempo de retardo entre la inyección y la aportación de par de:

$$t_{comb} = \frac{\theta_{comb}}{360} \frac{1}{n(rpm/60)} = \frac{\theta_{comb}}{60 \cdot n} \quad (3.38)$$

El rendimiento térmico es la fracción de la energía de la gasolina aprovechable para producir trabajo mecánico, respecto a la teóricamente disponible a partir de la reacción de combustión perfecta. Esto evita tener que modelar las pérdidas de energía térmica por los gases de escape y el refrigerante. Según Hendricks [Hendr90Mea], no es posible hallar un modelo que determine su valor, pero sí que se conoce su dependencia respecto a algunas variables; estas son el régimen, la presión de admisión y el dosado de la mezcla. No se considera el efecto del ángulo de encendido, puesto que se supone que este es óptimo. Además, afirma que puede descomponerse como el producto de tres subfunciones, cuyos parámetros deben identificarse de forma experimental, de modo que:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \eta_{t0} \cdot \eta_t(P_{adm}) \cdot \eta_t(\lambda, n) \cdot \eta_t(n) \\ \eta_t(P_{adm}) &= \eta_{tP0} + \eta_{tP1} \cdot P_{adm} + \eta_{tP2} \cdot P_{adm}^2 \\ \eta_t(\lambda, n) &= \eta_{t\lambda0} + \eta_{t\lambda1} \cdot \lambda + \eta_{t\lambda2} \cdot \lambda^2 + \eta_{t\lambda3} \cdot n \\ \eta_t(n) &= \eta_{tm0} + \eta_{tm1} \cdot e^{n/\eta_{tm2}} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Al igual que en el caso anterior, se han determinado los parámetros que minimizan la raíz del error cuadrático medio, tal como se observa en la gráfica 3.20, obteniéndose con ello un valor del error RMS=0,0258.

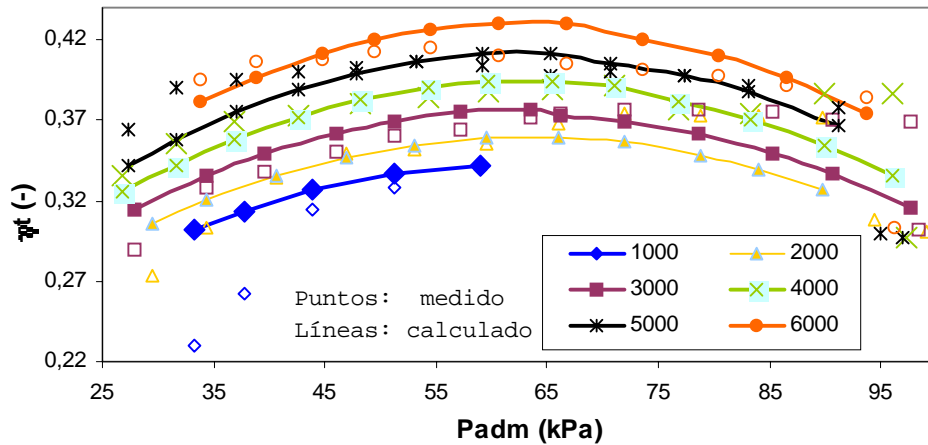


Fig. 3.20: Rendimiento térmico global en función de la presión de admisión y el régimen

$$\begin{aligned}
 \eta_{t0} &= 0,4593 & \eta_{t\lambda 1} &= 5,3906; & \eta_{t\lambda 2} &= -3,1043 \\
 \eta_{m0} &= -0,8243; & \eta_{m1} &= 1,577; & \eta_{m2} &= 42740 \\
 \eta_{tp0} &= 0,474; & \eta_{tp1} &= 1,664 \cdot 10^{-2}; & \eta_{tp2} &= -1,315 \cdot 10^{-4}
 \end{aligned}$$

Para la determinación de la influencia de λ , ha sido necesaria la realización de un ensayo especial, descrito en el anexo A, ya que en el mapa de puntos estabilizados sólo se tiene información de los valores en el punto de equilibrio ($\lambda=1$). En este caso, se ha realizado un ajuste único para todos los valores de régimen de giro, eliminando así el efecto de n , que como se observa en la gráfica 3.21 es pequeño.

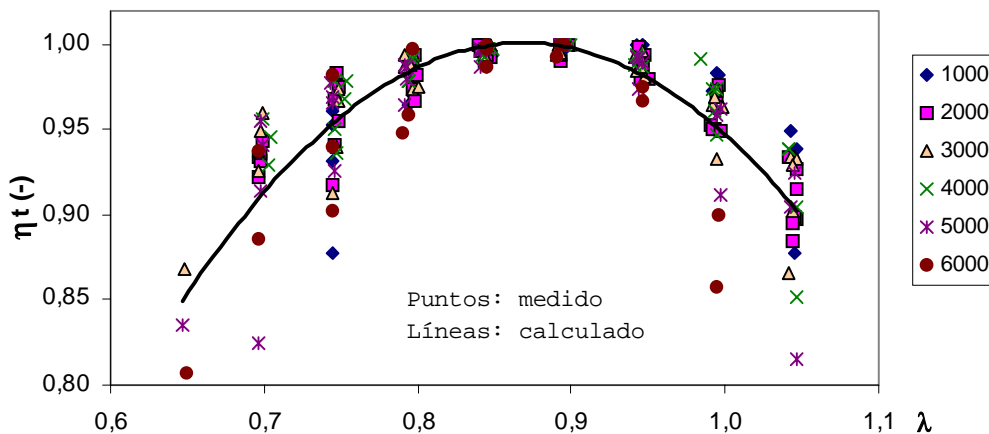


Fig. 3.21: Factor de λ en el rendimiento térmico

El diagrama de bloques que representa el submodelo de la combustión, con el detalle del rendimiento térmico, se muestra a continuación. El bloque de saturación sirve para garantizar que η_t siempre está en el intervalo $[0,1]$.

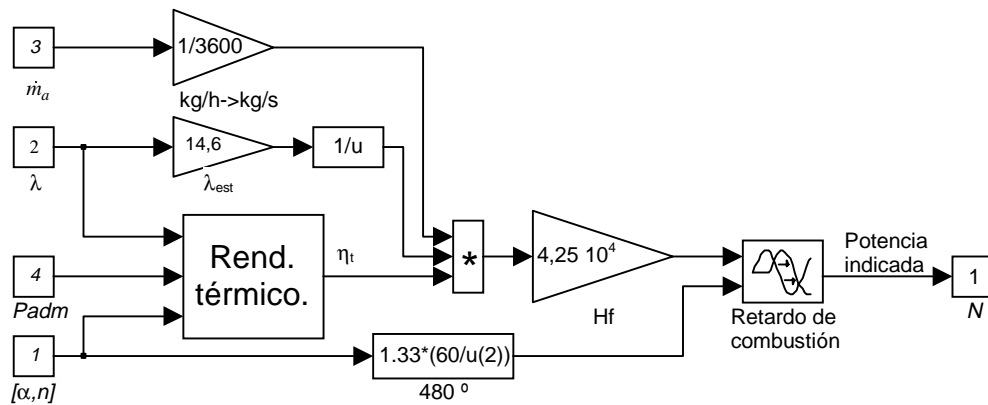


Fig. 3.22: Modelo de combustión

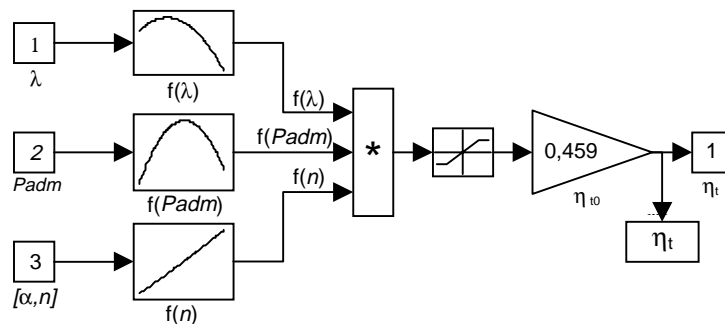


Fig. 3.23: Modelo del rendimiento térmico

3.7.2. Balance dinámico

Las ecuaciones que gobiernan la dinámica del sistema se obtienen de aplicar la segunda ley de Newton en el volante del motor. La potencia obtenida de la combustión de la mezcla genera un par indicado, el cual permite vencer las resistencias pasivas del motor, la resistencia al avance del vehículo, y si queda par disponible, acelerar el conjunto transmisión-vehículo, caracterizado por su inercia equivalente. El régimen del motor se calcula por integración. Como hipótesis, se supone que no hay deslizamiento de las ruedas motrices ni del embrague, y que la carretera es llana. Así:

$$\begin{aligned}
 M_{neto} &= \dot{n} \cdot I_{eq} = \frac{N(kW \cdot 10^3)}{n(rpm \cdot 2\pi/60)} - M_f(n) - M_l(v) = \\
 &= \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \frac{N}{n} - M_f(n) - M_l(v)
 \end{aligned}
 \tag{3.40}$$

Las pérdidas propias del motor son las necesarias para vencer por un lado los rozamientos internos del tren mecánico y la distribución, y por el otro los periféricos, tales como bomba de aceite, alternador, bomba de la servodirección, y compresor de aire acondicionado Hendricks [Hendr90Mea] propone un modelo polinomial que engloba todas estas pérdidas, donde:

$$M_f = M_{f0} + M_{f1} \cdot n + M_{f2} \cdot n^2 \tag{3.41}$$

La resistencia al avance del vehículo procede de la fuerza aerodinámica y de la rodadura de los neumáticos. La fuerza resultante, medida en las ruedas, se puede aproximar globalmente por un polinomio de segundo grado de la velocidad del vehículo (en km/h), cuyos coeficientes se obtienen experimentalmente.

$$F_l = F_{l0} + F_{l1} \cdot v + F_{l2} \cdot v^2 \tag{3.42}$$

El par equivalente visto desde el motor se calcula teniendo en cuenta el radio dinámico del neumático (R_r), el rendimiento global de la transmisión (η_{tr}) y la relación de transmisión total de la marcha en que se circula, $RT(i)$. Luego:

$$M_l = \frac{R_r}{RT(i) \cdot \eta_{tr}} (F_{l0} + F_{l1} \cdot v + F_{l2} \cdot v^2) \tag{3.43}$$

La inercia equivalente incluye el momento de inercia del volante y cigüeñal del motor más el eje primario de la transmisión (I_{mot}), las ruedas (R_r , I_r) y la masa del vehículo (M_v), todo ello reducido al volante del motor. De nuevo hay que tener en cuenta la relación de transmisión de cada marcha, $RT(i)$. lo que resulta:

$$I_{eq} = I_{mot} + \frac{M_v \cdot R_r^2 + 4 \cdot I_r}{RT(i)^2} \tag{3.44}$$

El modelo queda representado por el siguiente diagrama de bloques.

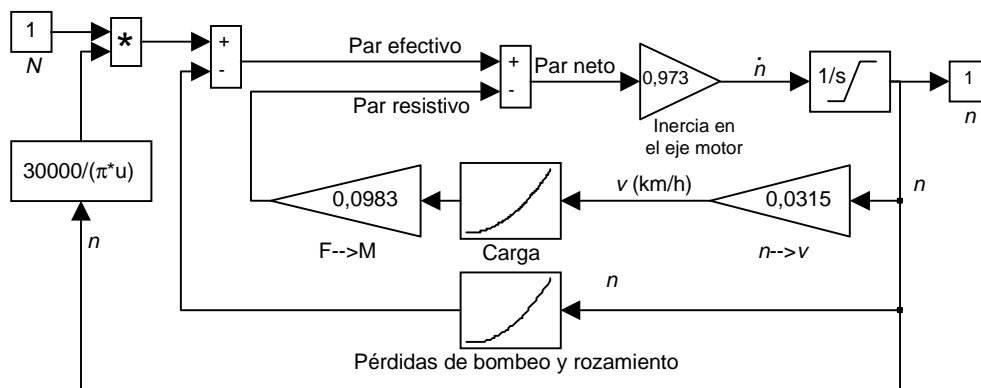


Fig. 3.24: Modelo de la dinámica

3.8. Resultados de la simulación en lazo abierto

La validación del modelo y sus parámetros se ha realizado con seis mediciones efectuadas con el vehículo en el banco de rodillos, según se describe en el anexo A, en distintas marchas y accionando el acelerador (α) de forma aleatoria. Las siguientes gráficas muestran los resultados de los valores medidos en el experimento y simulados con el modelo del motor, aplicando como entradas α y t_i , y cerrando el lazo de n .

Las variables representadas son las siguientes:

- Presión de admisión (P_{adm} [kPa]), simulada y medida.
- Caudal de aire de mariposa (\dot{m}_{amar} [kg/h]), simulado y medido.
- Caudal de aire que entra en el cilindro (\dot{m}_{amar} [kg/h]), simulado.
- Rendimiento volumétrico (η_{vol} [%]), simulado.
- Rendimiento térmico (η_t [%]), simulado.
- Tiempo de inyección (t_i [ms]), medido.
- Régimen de giro (n [rpm]), simulado y medido.
- Angulo de mariposa (α [°]), medido.

Los ficheros correspondientes a distintas secuencias de medición sobre coche, que se utilizarán como banco de pruebas a lo largo de todo el trabajo, son los siguientes:

- Medición en 5ª marcha, secuencia de entrada Iden5CL1 (40 s)
- Medición en 5ª marcha, secuencia de entrada Iden5CL2 (60 s)
- Medición en 4ª marcha, secuencia de entrada Iden4CL1 (60 s)
- Medición en 4ª marcha, secuencia de entrada Iden4CL2 (60 s)
- Medición en 3ª marcha, secuencia de entrada Iden3CL1 (60 s)
- Medición en 3ª marcha, secuencia de entrada Iden3CL2 (30 s)

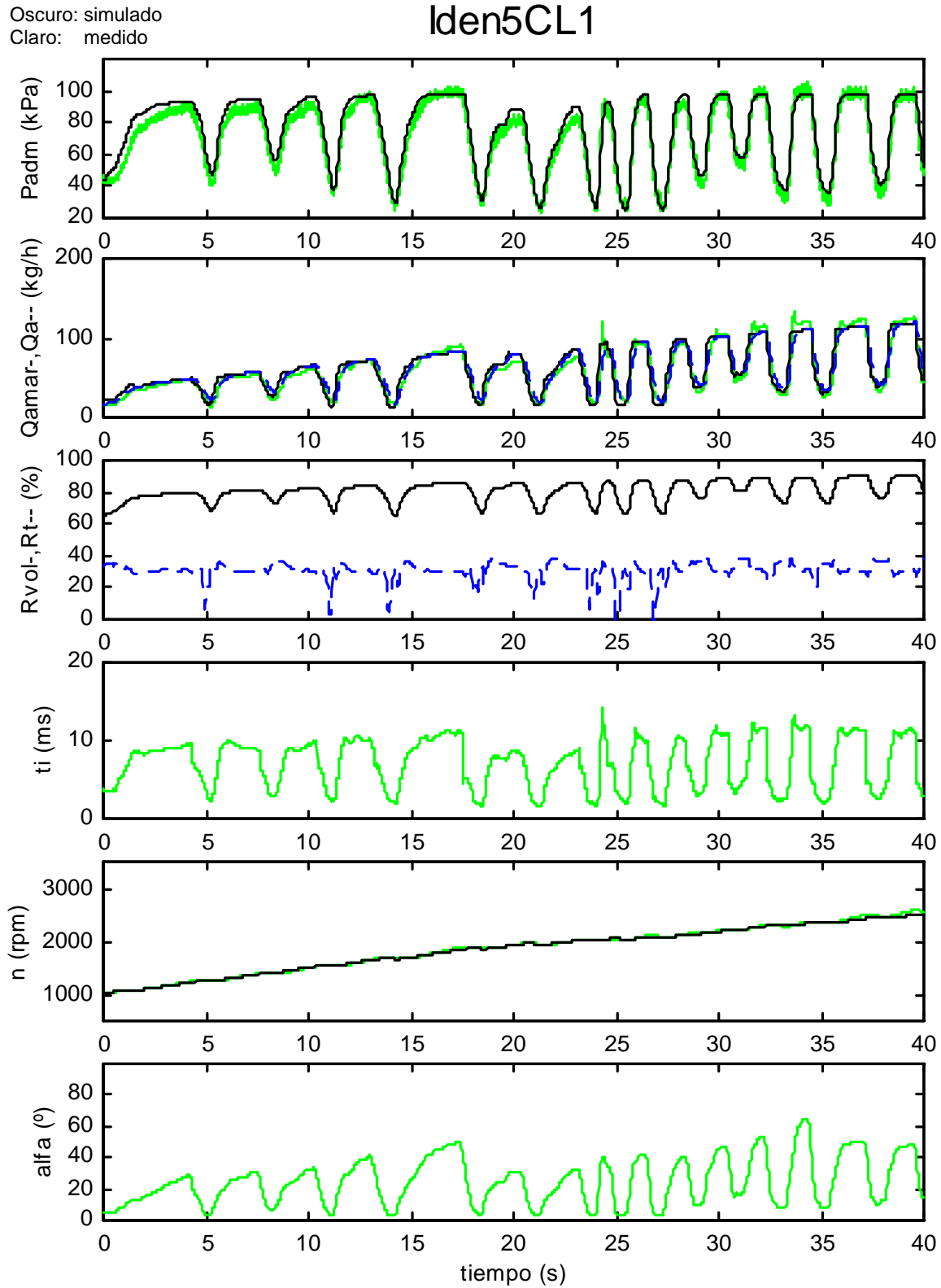


Fig. 3.25: Simulación en 5ª marcha, secuencia Iden5CL1

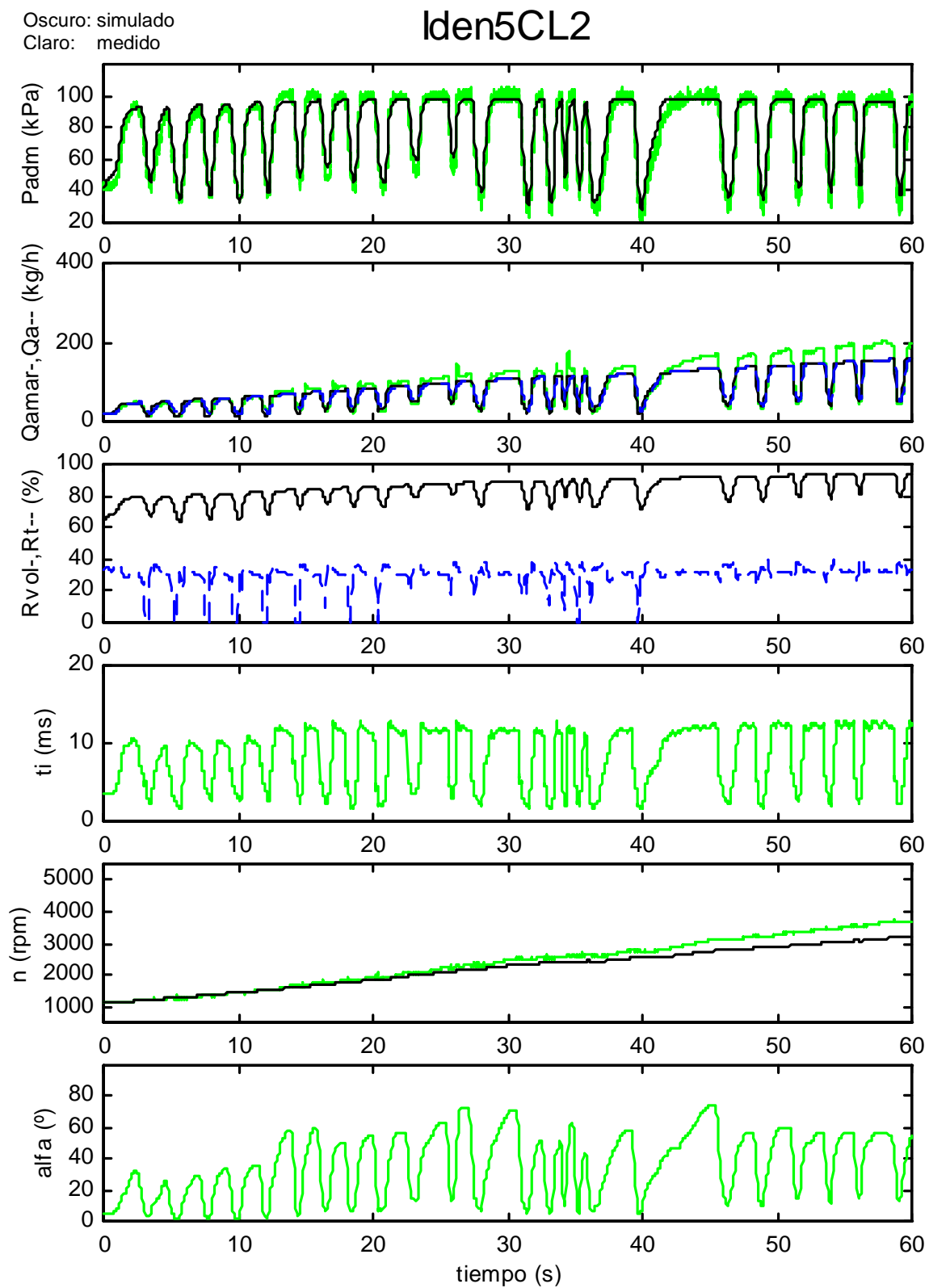


Fig. 3.26: Simulación en 5ª marcha, secuencia Iden5CL2

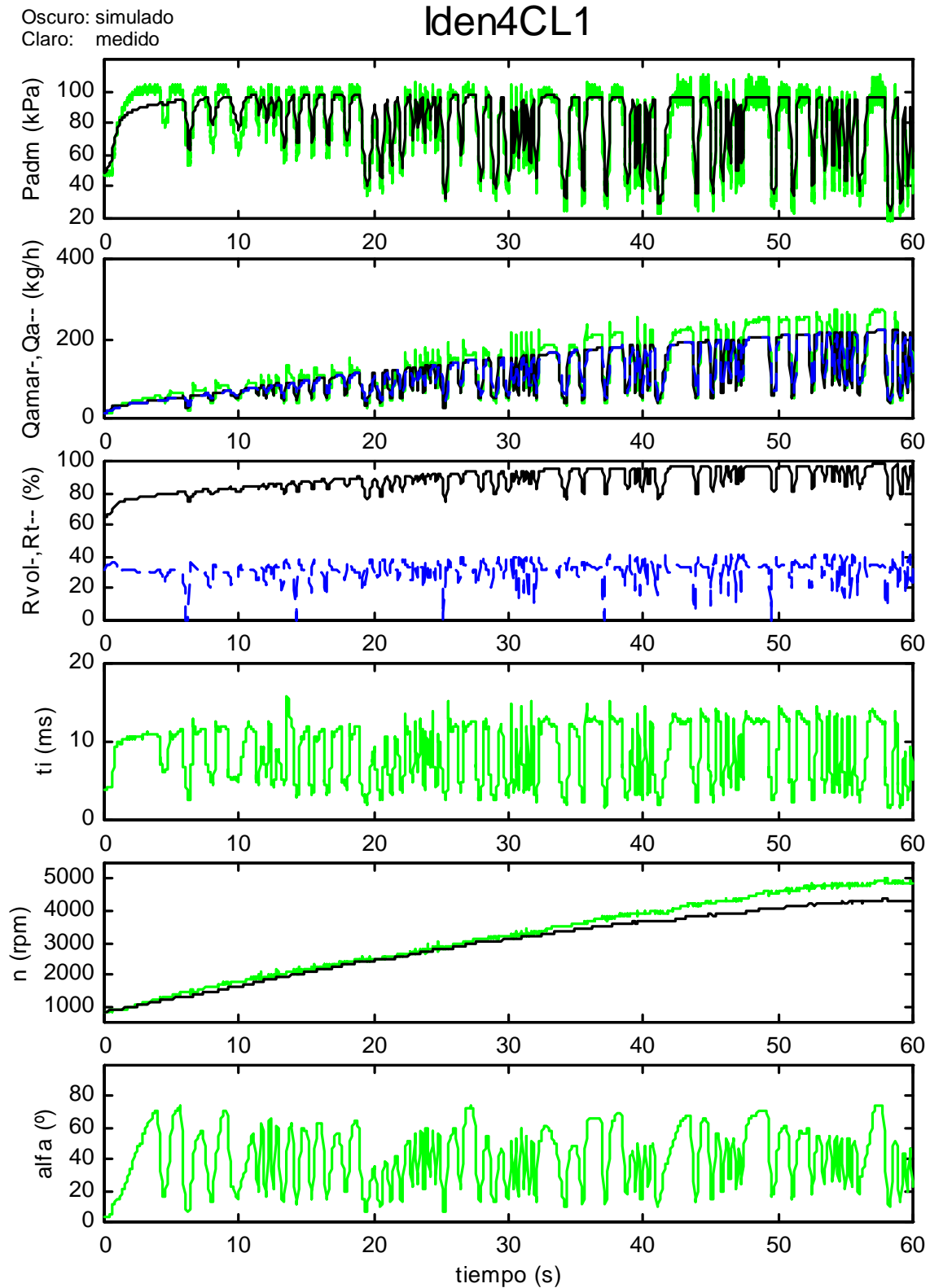


Fig. 3.27: Simulación en 4ª marcha, secuencia Iden4CL1

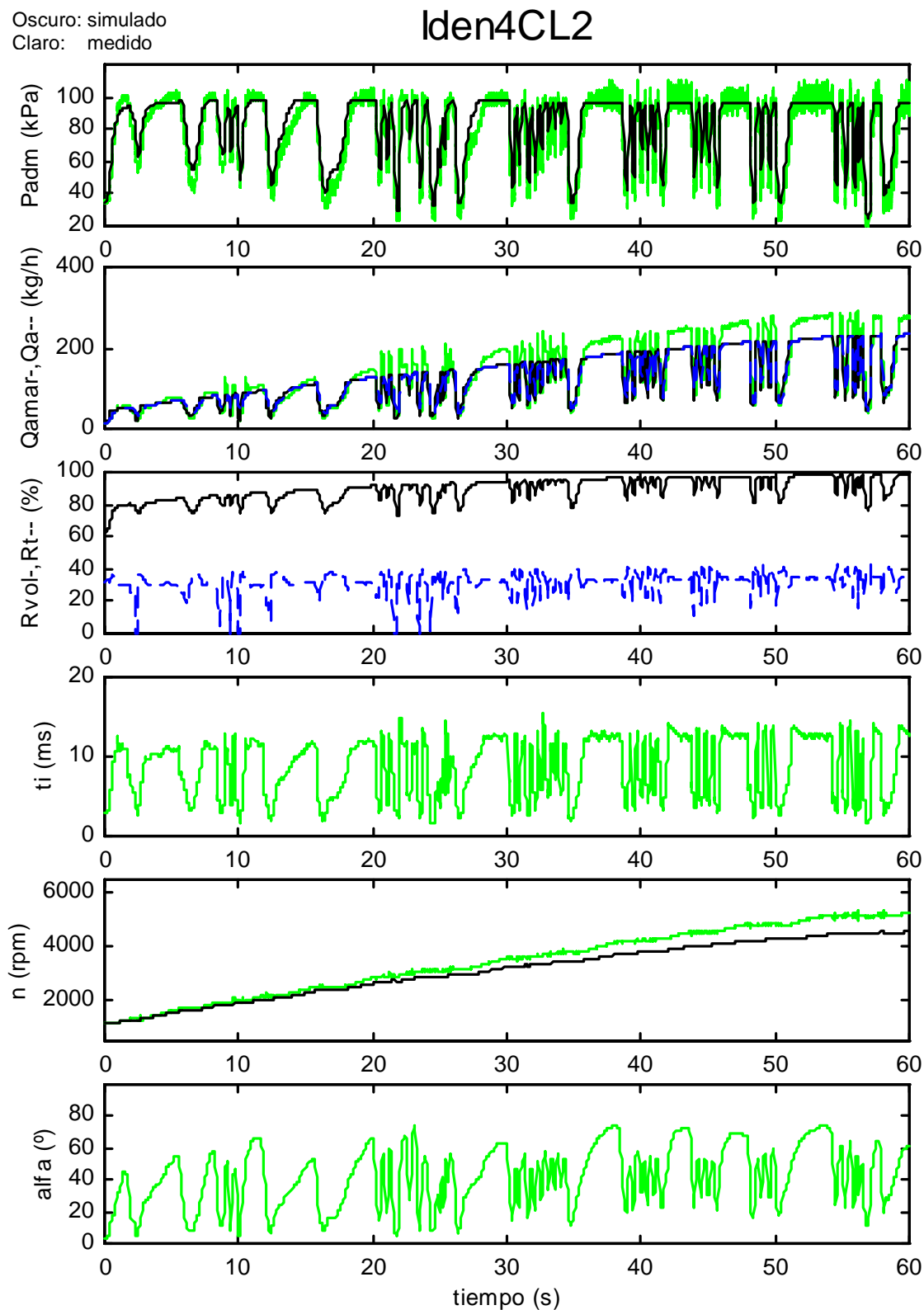


Fig. 3.28: Simulación en 4ª marcha, secuencia I den4CL2

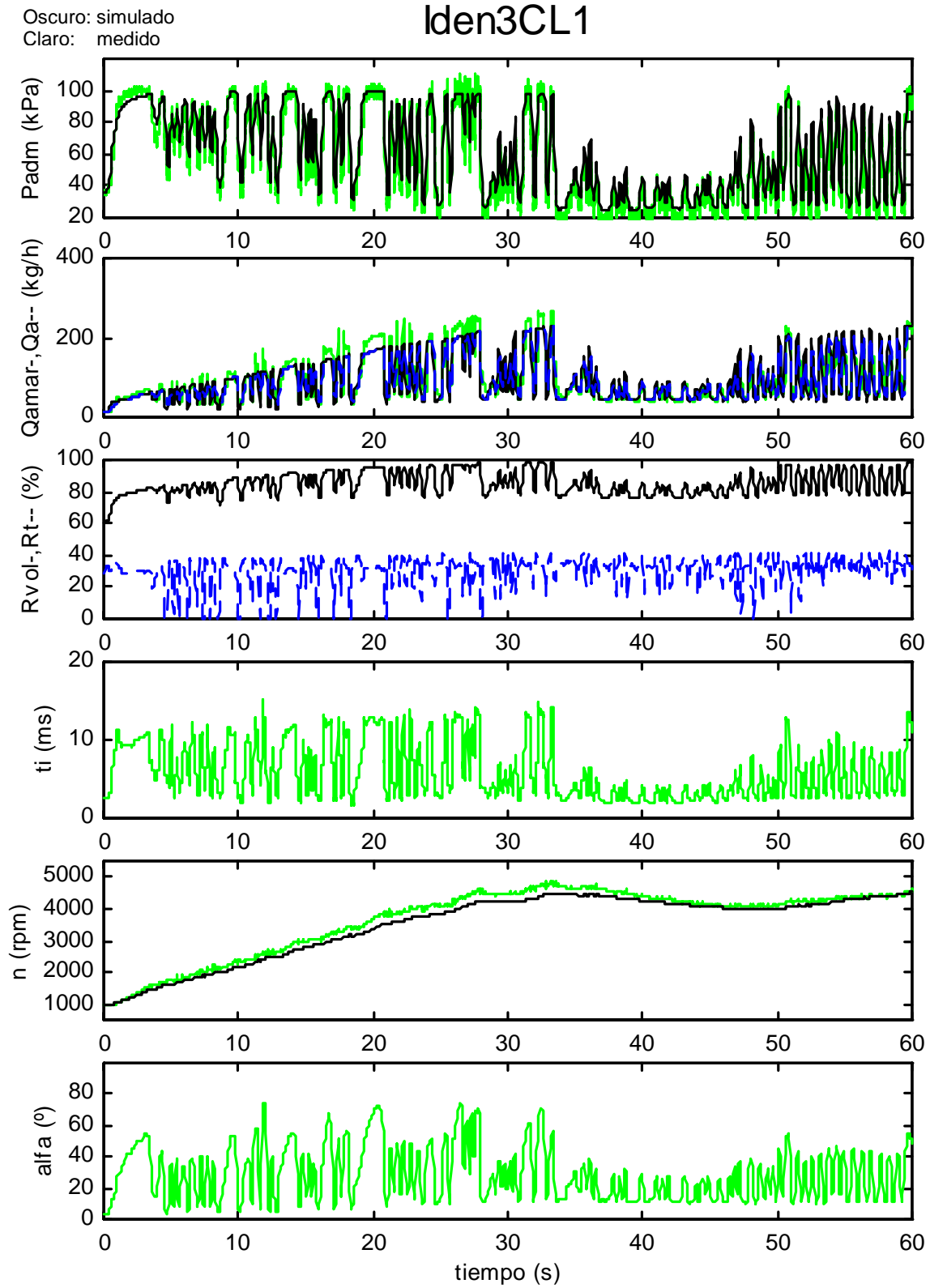


Fig. 3.29: Simulación en 3ª marcha, secuencia Iden3CL1

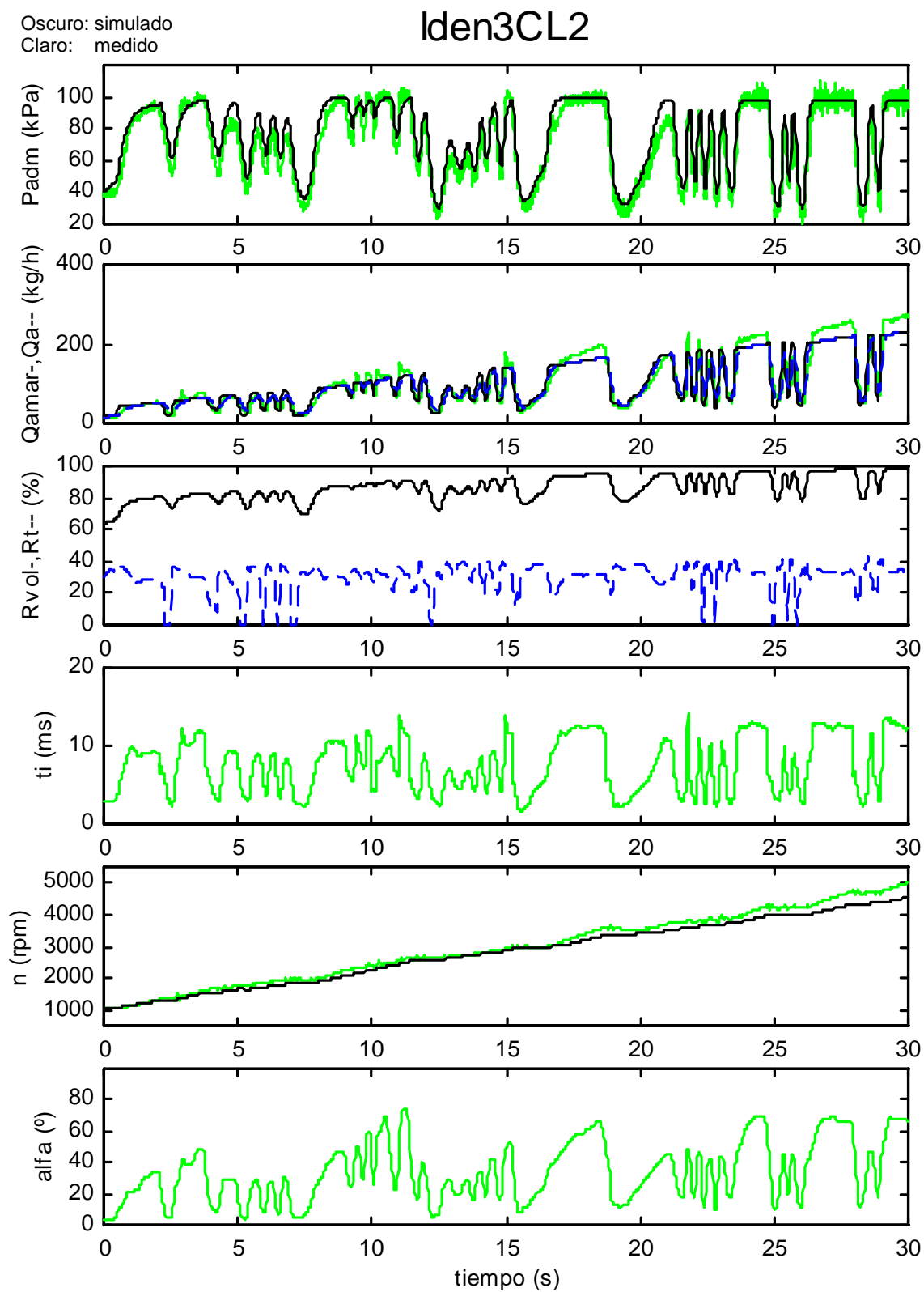


Fig. 3.30: Simulación en 3ª marcha, secuencia I den3CL2

