

TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE EN MOTORES TURBOALIMENTADOS

LECUONA NEUMANN, Antonio ⁽¹⁾; NOGUEIRA GORIBA, José Ignacio ⁽¹⁾

VENTAS GARZÓN, Rubén ⁽¹⁾; LEGRAND, Mathieu ⁽¹⁾

lecuona@ing.uc3m.es

⁽¹⁾ Universidad Carlos III de Madrid, Escuela Politécnica Superior, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, grupo ITEA

RESUMEN

Los Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA) progresivamente están siendo fabricados con la incorporación de un sistema de turboalimentación. Ello permite aumentar su par y potencia máximos, rendimiento mecánico y, en determinados casos, su rendimiento indicado; incluso se constituye en una herramienta para reducir las emisiones de gases contaminantes y partículas. Actualmente esta práctica es fundamental para reducir el peso de los motores “downsizing”, contribuyendo a la reducción del consumo de los automóviles.

La determinación de la energía disponible en los gases de escape para mover la turbina es un tema de laboriosa ejecución por el carácter no estacionario del proceso de transferencia de gases entre el motor, generalmente pluri-cilíndrico, y la turbina de escape.

La obtención de aproximaciones juiciosas no solo permite tener unas cifras preliminares, sino que permite estudiar el efecto de variables de operación y diseño, al menos de forma cualitativa o semi-cuantitativa. Además, estas aproximaciones necesitan información reducida del motor, haciendo que su aplicabilidad sea muy amplia y flexible, además de abordable.

La modelización simplificada con la hipótesis de presión constante durante el proceso de transferencia de energía a la turbina es tanto más precisa cuanto más grado de sobrealimentación (relación de presiones en el turbocompresor) se desee, cosa que va ocurriendo paulatinamente en los años recientes. Esto ocurre tanto en automoción, como en aplicaciones industriales de los motores. Según la contrapresión de escape aumenta, el efecto del proceso de escape espontáneo disminuye progresivamente y con ello la presión en el tracto de escape se aproxima a la presión en el instante de apertura de la válvula de escape AAE.

En la literatura reciente se pueden encontrar expresiones simplificadas de la temperatura de los gases de escape, la cual determina la entalpía de entrada a la turbina, pero un análisis más detallado parece necesario; con utilidad tanto para el investigador, como para el estudiante y otros.

Se expone un modelo, más amplio que el disponible comúnmente, para la determinación teórica de la temperatura equivalente de los gases de escape, contando con dos hipótesis aceptables, pero restrictivas:

1. Evolución adiabática de los gases salientes.
2. Flujo sin reacción.

Ambas hipótesis restrictivas se relajan a continuación, para obtener una corrección al resultado obtenido, proponiéndose modelos simplificados para ello.

Haciendo uso de características propias de los MCIA se simplifica la ecuación obtenida para llegar a las mostradas en la literatura.

Palabras clave: Turboalimentación, Ciclos, Temperatura de escape.

1. Introducción

Los Motores de Combustión Interna Alternativos (MCIA) pueden aumentar el trabajo por ciclo introduciendo más masa de aire durante la carrera de admisión, permitiendo así introducir más combustible. Dado que se dispone de un volumen fijo para ello, que es la cilindrada, el recurso más potente para ello consiste en aumentar la densidad de los gases aspirados por el motor. Esto se consigue instalando un compresor de sobrealimentación, auxiliado de un posenfriador. El consumo de potencia necesario para ello puede evitarse, moviendo el compresor con la energía remanente en los gases de escape, ya que la expansión de los gases quemados en los motores convencionales se finaliza con presiones superiores a la atmosférica. Ello permite instalar una turbina en el tracto de escape, que por efecto de la contrapresión que crea, obtiene trabajo, completando la expansión. Dicho trabajo se comunica al compresor, generalmente una turbomáquina centrífuga, constituyendo con la turbina el grupo turbo, cuyo eje es independiente aquel del motor, Fig. 1. El trabajo disponible en el escape depende de dos variables básicas: 1) la presión de escape, corriente arriba de la turbina, la cual permite la necesaria expansión y 2) una temperatura elevada que permita un salto suficiente de entalpía total (de remanso h_t), ya que en una expansión adiabática en una máquina capaz de extraer trabajo, el trabajo específico viene dado por:

$$\tau_e = h_{t,entrada} - h_{t,salida} \quad (1)$$

Asumiendo un rendimiento isentrópico total a total $\eta_{tt,e}$ y gas ideal caloríficamente perfecto, se manifiesta la necesidad de una relación de expansión, total a total, en la turbina, $\pi_{tt,e} = p_{t,es}/p_{atm}$, y por ello de contrapresión en el colector de escape. Ello es evidente en la expresión de la potencia W_e de la turbina:

$$W_e = \dot{m}_e \Phi \tau_e = \dot{m}_e \Phi \eta_{tt,e} c_{p,e} T_{es} (1 - \pi_{tt,e}^{-(\gamma_e - 1)/\gamma_e}) \quad (2)$$

$\Phi \leq 1$ es la fracción másica de los gases salientes del motor que pasan por la turbina con respecto al caudal enviado hacia ella \dot{m}_e , a causa de una eventual válvula de cortocircuito, en inglés “waste gate”, Fig. 1. $c_{p,e}$ es el calor específico de los gases a presión constante; $\gamma_e = c_{p,e}/c_{v,e} \approx 1,3$ a $1,35$.

Al producirse la progresiva apertura de la válvula de escape, como la presión dentro del cilindro suele ser superior a la reinante en el colector de escape, se produce una aceleración de los gases hasta el cuello de la válvula y a partir de ahí una degradación turbulenta que convierte la energía cinética en térmica, por intermedio de la viscosidad. No obstante, se produce una onda de presión que alcanza la turbina, a causa de la energía cinética unidimensional remanente y a causa del efecto de llenado del recinto del colector de escape. Tal onda de presión favorece la transferencia de exergía entre el motor y la turbina, pues reduce la irreversibilidad citada. Esto es, durante la formación del pulso junto a la válvula de escape, el salto de presión entre cilindro y colector es menor. Sin embargo, la sucesión de ondas puede resultar dañina para la integridad de la turbina. El aprovechamiento de estos pulsos se maximiza con colectores compactos y de conductos estrechos. Configura los genéricamente denominados “sistemas de pulsos”. Su modelado es complejo, pues es necesario incorporar la dinámica de estas ondas, al menos con un modelo 1D transitorio.

Un extremo opuesto a este paradigma lo constituye el sistema “de presión constante”. En él se dispone un colector de escape amplio y diáfano, a modo de tanque, de volumen bastante mayor que la cilindrada. A consecuencia de ello, la exergía de los pulsos se degrada en energía térmica, pero solamente hasta el nivel marcado por las condiciones termodinámicas del tanque; además $p_{t,es} = p_{es}$ y este valor es la media temporal. Este sistema, imperante en grandes motores, alimenta a la turbina con gas prácticamente a presión y temperatura constantes, facilitando su durabilidad. Ofrece la ventaja de una sencilla construcción y flexibilidad en la colocación de la/s turbina/s. Adolece de una respuesta transitoria pobre, pues es necesario llenar o vaciar el tanque hasta las nuevas condiciones operativas. Adolece también de una baja eficiencia en la transferencia de exergía, si p_{es} es bajo con respecto a la presión en el AAE.

Sin embargo, ante el creciente grado de sobrealimentación de los motores, llegándose a presiones de alimentación del motor de hasta 4 bares, en automoción y de hasta 10 bares en motores estacionarios, la presión en el colector de escape p_{es} tiene que ser correspondientemente alta. Esto trae como consecuencia que la presión en el cilindro durante la fase de escape espontáneo no sea tan alta con respecto a la reinante en el colector, a resultas del conjunto del sistema. De ello se derivan pulsos de menor amplitud relativa, aproximando el funcionamiento del sistema de pulsos al sistema de presión constante, incluso si el colector es compacto. En definitiva, modelar la turboalimentación como si fuera de presión constante suscita más interés que antes y proporciona resultados más próximos a la realidad que antes.

Si la presión media de escape p_{es} fuera igual a la reinante en el cilindro en su punto muerto inferior p_5 , asumiendo, con intención simplificatoria, que $AAE = 0$, la transferencia de exergía a la turbina sería completa, con irreversibilidades nulas, p. e. [1], [2] y [3] p. 381. Se aprovecharía al máximo la energía disponible en el escape en una expansión externa al motor, hasta la presión atmosférica, si la turbina fuera isentrópica y despreciando las pérdidas de carga en el tracto de escape corriente abajo de la turbina, Fig. 1. En definitiva se obtendría un ciclo Atkinson de expansión completa de la combinación motor-turbina. La potencia extraída de esta manera sería excesiva para turboalimentar el motor, por lo que se puede extraer, en un esquema denominado “turbocompound”. Se suele aprovechar para producir energía eléctrica.

Esta reversibilidad no se da en la práctica. Por ello se muestra conveniente determinar la temperatura que se alcanza en el colector de escape T_{es} en unas condiciones de referencia simples, que sirva para modelar el proceso en primera aproximación. De ello se deriva la potencia disponible en la turbina, Ec. (2).

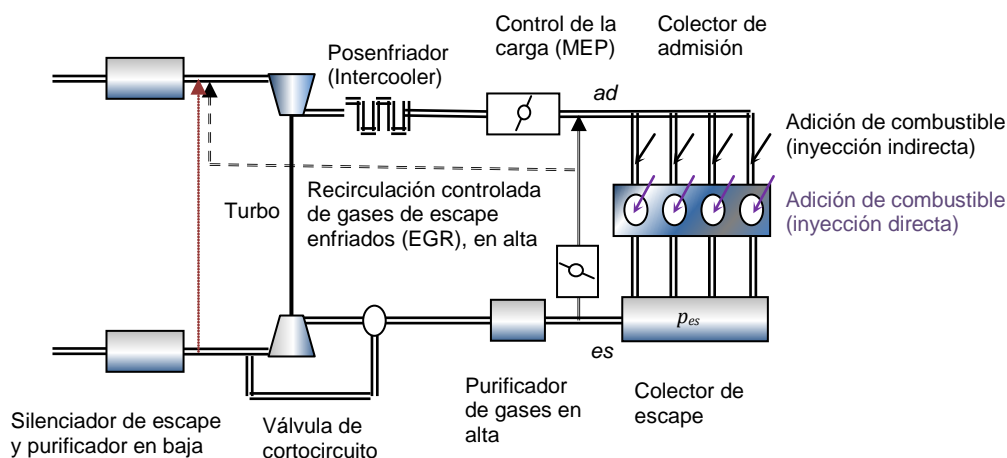


Figura 1: Esquema del aprovechamiento de la energía de los gases de escape en un MCIA.

2. Modelo termodinámico básico

Usando como referencia la Fig. 2, se asume una evolución, inicialmente adiabática en todo el proceso. Se hace salvedad para la masa de los gases residuales m_r que quedan dentro del cilindro en el punto muerto superior, PMS, pues pierden calor a las paredes, alcanzando una temperatura de expansión isentrópica afectada por un **factor de corrección** $v \leq 1$, a determinar con un modelo externo, ofrecido en el Apartado 3 a modo de ejemplo.

El proceso comienza con la masa de productos de la combustión dentro del cilindro. Su masa es $m_p = m(1 + F_d)$, siendo F_d el dosado directo del combustible, inyectado en el motor tras el cierre de la válvula de admisión en el **RCA**. En ese instante alcanza una masa total $m = m_a + m_{comb,i} + m_r + m_{EGR}$; $m_{comb,i} = F_i m_a$ es el combustible inyectado indirectamente y el dosado total es $F = F_i + F_d$. Esto permite simular motores de combustible dual, inyectado indirecta (i) y directamente (d),

llamados también fumigados. $m_{EGR} = EGR_a m_a$, siendo EGR_a un parámetro fijado externamente. $r_e = V_{max}/V_{min}$ es la relación de expansión del motor. La masa que se envía a la turbina resulta ser $m_e = m_p - m_{EGR}$.

El proceso finaliza con la salida simultánea de $m_e + m_{EGR}$ del cilindro, que es la misma masa que sale del tanque que simula el colector de escape. En ese instante el volumen en el cilindro es mínimo.

Para poder evaluar correctamente el trabajo involucrado en la masa de control elegida para el modelo, se asume $p_{es} = cte$. Para tener en cuenta la pérdida de carga a través de la válvula de escape, se admite una presión también constante en el cilindro, ligeramente mayor, p'_{es} . La válvula de admisión se supone que no abre hasta después del estado final.

Dada la estacionariedad del modelo, las masas introducidas en el tanque que simula el colector de escape, entre el instante inicial y el final, han de coincidir con las masas que salen por la conexión a la turbina (m_e) y por la conexión al sistema de recirculación de gases residuales, (m_{EGR}). Ambas masas ocupan un volumen V_{5**} en las condiciones del tanque, mezclado perfectamente. Se señalan separadamente en la Fig. 2.

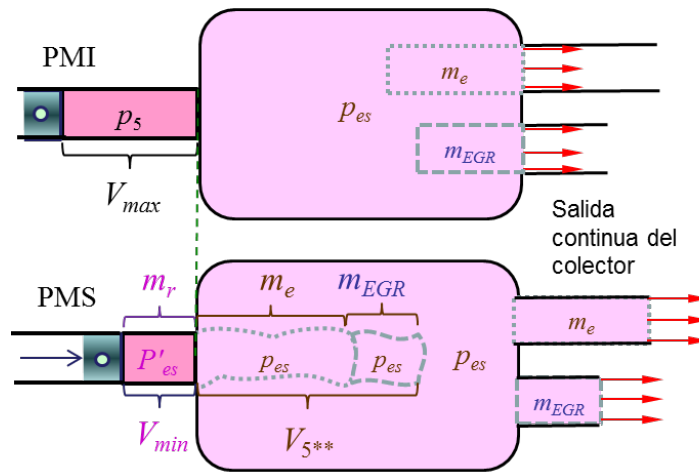


Figura 2: Estados inicial y final del proceso de transferencia del motor al colector de escape.

Un balance de energía entre los instantes inicial y final, de la masa de control, arroja la siguiente ecuación:

$$U_{final} - U_{inicial} = \text{Trabajo sobre el sistema} - \text{Calor perdido} \quad (3)$$

Desarrollada para gicp, queda como:

$$c_{v,r}[m_r T_r + (m_e + m_{EGR})T_{es}] - c_{v,r}m_p T_5 = p'_{es}(V_5 - V_{min}) - p_{es}V_{5**} - c_{p,r}(1 - v)T_r \quad (4)$$

Pueden plantearse las ecuaciones de estado en los instantes inicial y final, correspondientes a un gas ideal con $R_g = R/PM$ para el contenido del cilindro y para el gas de escape:

$$p_5 V_{max} = m_p R_{g,r} T_5 ; p'_{es} V_{min} = m_r R_{g,r} T_r ; p_{es} V_{5**} = (m_e + m_{EGR}) R_{g,r} T_{es} \quad (5)$$

Finalmente, al no laminarse, los gases que van quedando en el cilindro durante el proceso, evolucionan de forma internamente reversible (isentrópicamente). Adicionalmente, su temperatura final se afecta por la corrección definida anteriormente v , para tener en cuenta su enfriamiento por las paredes del cilindro:

$$\frac{T_r}{T_5} = v(p'_{es}/p_5)^{(r-1)/r} \quad (6)$$

Esta corrección resulta especialmente útil para calcular la masa de residuales. Podría haberse usado en su lugar un exponente politrópico, equivalentemente.

Un valor indicativo de γ_r puede ser de 1,3 a 1,35, tanto mayor cuanto menos caliente estén los gases y más pobre sea la combustión.

El sistema de ecuaciones (3) a (6) permite obtener la masa de residuales que quedan en el motor:

$$\frac{m_r}{m_p} = \frac{(p'_{es}/p_5)^{1/\gamma_r}}{r_e v} \ll 1 \quad (7)$$

El sistema también permite obtener la temperatura en el tanque que representa el colector de admisión, lo cual constituye el propósito principal de este trabajo:

$$\frac{T_{es}}{T_5} = \frac{1 + \left[\gamma_r \left(1 - \frac{1}{r_e} \right) - 1 - \frac{\gamma_r (1-v)}{r_e} \right] \left(\frac{p'_{es}}{p_5} \right)}{\gamma_r \left(1 - \frac{m_r}{m_p} \right)} \leq 1 \quad (8)$$

Esta expresión se puede simplificar si asumimos que $\frac{\gamma_r}{r_e} \ll 1$ y correspondientemente despreciando $\frac{m_r}{m_p}$ frente a la unidad, a consecuencia de asumir $r_e \gg 1$, resultando:

$$\frac{T_{es}}{T_5} = \frac{1 + (\gamma_r - 1) \left(\frac{p_{es}}{p_5} \right)}{\gamma_r} \leq 1 \quad (9)$$

Esta expresión aproximada, Ec. (9), equivale a asumir que los gases en el instante final están todos ellos a la misma temperatura y por ende, a la misma presión de escape p_{es} . Este hecho no sigue fielmente a lo que acontece, pues la salida de los gases del cilindro es un proceso irreversible, aunque fuera adiabático, mientras que la aproximación más acertada para la evolución dentro del cilindro es la isentropía, dada la ausencia de fuertes gradientes de velocidad y de reacciones espontáneas, aparte de una eventual transferencia de calor, tenida en cuenta con v . Esta Ec. (9) es propuesta en distintas fuentes, como p. e. [1]. Su desarrollo generalmente se realiza de forma sucinta, presentando cierta dificultad de aprendizaje y de reconocimiento detallado del proceso. Se opina que un esquema como el aquí mostrado ofrece una claridad y detalle mayor.

La mayor precisión de la expresión aquí obtenida, Ec. (8), no ofrece una capacidad de predicción del valor real de T_{es} , claramente superior al de la Ec. (9). La razón principal estriba en la idealidad de lo supuesto; pero estriba también en que en la realidad aparecen **efectos secundarios** sobre la temperatura T_{es} , no tenidos en cuenta hasta ahora:

1.- Transferencia de calor en el colector de escape. La alta temperatura del colector de escape hace que pierda calor de forma apreciable hacia al ambiente, tanto por convección, como por radiación, salvo que se aisle térmicamente el colector de escape, labor un tanto inconveniente por la escasa duración de los materiales a temperaturas altas, que pueden llegar a los 1.000 °C en motores rápidos de gasolina. Origina $\Delta T_{es,a,c} < 0$. Puede llegar a unos -100 °C. Por otra parte, la salida de gases a alta velocidad por la pipa de escape origina una pérdida de calor a su pared y de ella al circuito de refrigeración originando $\Delta T_{es,a,e} < 0$. En total $\Delta T_{es,a} = \Delta T_{es,a,c} + \Delta T_{es,a,e}$.

2.- Poscombustión en el colector de escape. La alta turbulencia incentiva el mezclado de los inquemados, procedentes de la capa límite térmica del cilindro, con productos de la combustión calientes. Se produce la ignición en el caso de que haya una concentración de O_2 y una temperatura suficientes. Como consecuencia de ella, aparece un aumento de temperatura. Esta liberación de calor puede estimarse si se dispone del rendimiento de combustión dentro del motor. Origina $\Delta T_{es,posc} > 0$.

Resulta complejo cuantificar ambos efectos citados con una cierta precisión. En el Apartado 3 se muestran modelos aproximados. Finalmente:

$$T_{es,real} = T_{es} + \Delta T_{es,a} + \Delta T_{es,posc} \quad (10)$$

El signo contrario de ambos incrementos, y su valor relativamente próximo, favorece lo acertado del resultado teórico obtenido ignorando ambos efectos secundarios.

3. Resultados

La aplicación de la Ecs. (6) y (8) a un caso concreto se muestra en la Fig. 3 para $r_e = 5$, y 15 y $v = 0,8$ y 1,0. En ella se puede apreciar que el efecto de r_e sobre T_{es} es escaso, dando utilidad a la simplificación de la Ec. (9), salvo para $v < 1$ y para la r_e menor. Se puede apreciar también que la temperatura dentro del cilindro es claramente inferior a la temperatura de escape, a causa de realizar trabajo contra los gases que salen, y a consecuencia se enfría.

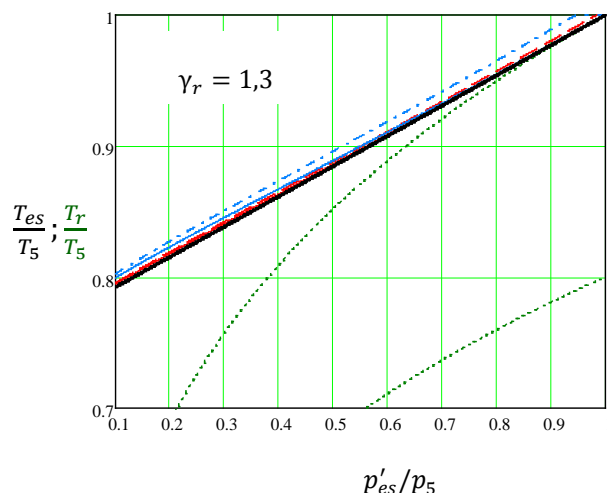


Figura 3: Temperatura de escape adiabática con $r_e = 5$ (azul) y 15 (rojo) y de los gases residuales remanentes en el cilindro (líneas de puntos verdes) para $v = 1$ (continua, apenas visible) y 0,8 (a trazos rojo y a trazo-punto azul), adimensionalizando con T_5 . Se muestra como función del cociente de la presión en el cilindro, p'_es en PMS a p_5 en PMI. Evolución sin reacción. La línea negra gruesa indica la simplificación, Ec. (9).

Un ciclo de combustión dual [1] con relación de presiones y de volúmenes en la combustión respectivamente r_p y r_v , con cambio de composición brusco en la combustión (γ en la compresión y γ_p en la expansión, R_g y $R_{g,p}$ similarmente) proporciona una estimación de T_5 y p_5 . En este ciclo se asumen presiones en el cilindro constantes durante la admisión y durante el escape, p'_{ad} y p'_{es} , alcanzándose T_1 , en el RCA por efecto de mezclado de los frescos con los residuales [3] y disponiendo de una relación de compresión efectiva del motor $r_c = 1 + a(r_e - 1)$ [1] y [4]. Resulta:

$$\frac{T_5}{T_1} = \left(\frac{r_v}{r_e}\right)^{\gamma_p - 1} r_v r_p \frac{R_g m}{R_{g,p} m_p} r_c^{\gamma - 1} \quad (11)$$

En esta ecuación el cociente de masas es:

$$\frac{m_p}{m} = 1 + \frac{m_{comb,d}}{m}; \quad \frac{m_{comb,d}}{m} = F_{\left\{ \begin{smallmatrix} i \\ d \end{smallmatrix} \right\}} \frac{m_a}{m} = \frac{F_{\left\{ \begin{smallmatrix} i \\ d \end{smallmatrix} \right\}} (1 - f)}{1 + F_i + EGR_a} \quad (12)$$

$f = m_r/m$ es la proporción de residuales en el RCA, calculable con las Ecs. (7) y (12).

Con este ciclo dual la presión al final de la expansión, PMS, resulta ser:

$$\frac{p_5}{p'_{es}} = \left(r_c^\gamma \left(\frac{p'_{ad}}{p'_{es}} \right) r_p \left(\frac{r_v}{r_e} \right)^{\gamma_p} \right)^{\frac{1}{\gamma_r}} \quad (13)$$

Es preciso hacer notar que de esta expresión no se deriva explícitamente un menor valor de p_5/p_{es} si el grado de sobrealimentación aumenta, salvo si r_p y r_v disminuyen, y/o p'_{ad}/p'_{es} disminuye a

consecuencia de un menor rendimiento del grupo turbo, y/o si r_c disminuye para limitar la presión máxima del ciclo.

Transferencia de calor en el colector de escape. A modo ilustrativo se considera el enfriamiento solamente por radiación. Se asume un colector de escape cilíndrico, de sección igual al calibre D , longitud $2DN$, siendo N el número de cilindros en línea y carrera igual al calibre. Se asume una emisividad de su superficie $\varepsilon = 0,85$, unas temperaturas respectivamente superficial y ambiente $T_s = 700$ a 800 °C y $T_{amb} = 15$ °C. Con un rendimiento volumétrico $\eta_v = 0,85$, un régimen de giro $n = 5.000$ rpm, una densidad de admisión de 2 kg m^{-3} y $c_{p,r} = 1,2 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Se obtiene $\Delta T_{es,a} = -50$ a -75 °C, usando la expresión resultante:

$$\Delta T_{es,a,c} = \frac{16\varepsilon\sigma(T_{sup}^4 - T_{amb}^4)}{\eta_v \underbrace{Dn}_{\propto u} c_{p,r} \rho_{ad}} \quad (14)$$

Puede observarse que se trata de una variable de semejanza.

Poscombustión en el colector de escape. Un balance de energía para el gas reaccionando en el colector de escape y asumiendo una combustión completa de los inquemados del motor (C, HCs, CO y H₂), que provienen de un rendimiento de combustión interno η_c y usando un combustible de poder calorífico L_i arroja el siguiente resultado:

$$\Delta T_{es,posc} = \frac{(1-\eta_c)L_i}{c_{p,r}} \left(\frac{m_{comb}}{m_p} \right) \quad (15)$$

Para un MEP con catalizador de tres vías, asumiendo $\eta_c = 0,97$, $L_i = 46 \text{ MJ kg}^{-1}$ resulta $\Delta T_{es,posc} = 127$ °C.

Factor de corrección v para la temperatura de residuales en el cilindro. Si bien su efecto es menor en los procesos considerados, se puede obtener una estimación asumiendo una correlación de Woschni [1] para el flujo de calor \dot{Q}_w durante el escape forzado, a través de un área media A de paredes, las cuales se encuentran a temperatura media $T_w \approx 250$ °C [3] y contando con un número de swirl S_w :

$$\dot{Q}_w = hA(T_r - T_w); h = 3,26 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \left(\frac{D}{\text{m}} \right)^{-0,2} \left(\frac{p'_{es}}{1.000 \text{ Pa}} \right)^{0,8} \left(\frac{T_r}{\text{K}} \right)^{-0,55} \left(\frac{w}{\text{m/s}} \right)^{0,8}; w = \overbrace{(6,18 + 0,417 S_n)}^{C_1} u \quad (16)$$

Un balance de energía proporciona, siendo $u = 2nl$ la velocidad media del émbolo y D el calibre, asumiendo un área de transferencia media y motor cuadrado, $l = D$:

$$\left. \begin{aligned} v &= 1 - \frac{\Delta T_r}{T_r}; m_r = \frac{p'_{es} \pi (D^2/4) l / 2}{R_{g,r} T_r} \\ m_r c_{p,r} \Delta T_r &= \frac{\dot{Q}_w}{2n}; A = \pi D^2; \gamma_{es} = 1,3 \end{aligned} \right\} \Rightarrow 1 - v = \frac{hA(T_r - \overbrace{T_w}^{T_s})}{2nm_r c_{p,r}} = 2,4 \times 10^{-6} C_1^{0,8} \frac{T_r - T_w}{\text{K}} \left(\frac{D}{\text{m}} \right)^{-0,2} \left(\frac{p'_{es}}{\text{bar}} \right)^{-0,2} \left(\frac{T_r}{\text{K}} \right)^{0,45} \left(\frac{u}{\text{m/s}} \right)^{-0,2} \quad (17)$$

Esta formulación conduce a valores de v entre 0,75 y 0,95 para motor caliente.

4. Conclusiones

Se ha desarrollado un modelo termodinámico simplificado del proceso de transferencia de los gases del cilindro, tras la expansión hacia el colector de escape. Se ha hecho uso de las hipótesis de adiabaticidad y presión constante en el colector, mientras que los residuales remanentes en el cilindro se enfrían. El modelo permite determinar la masa de gases residuales remanentes en el cilindro m_r , las temperaturas en el colector de escape T_{es} y de residuales en el cilindro T_r . Ello se consigue con una cantidad exigua de información del motor, lo que favorece su uso. Se destacan las siguientes observaciones:

- La temperatura de escape T_{es} resulta claramente inferior a la de fin de expansión en el interior del cilindro T_5 , pero claramente superior a la de los gases residuales remanentes en el cilindro T_r . Esto es a causa de la irreversibilidad del laminado expansivo a través de las válvulas de escape.
- Teniendo en cuenta que la fracción másica de residuales f con respecto a la masa total es generalmente pequeña, la ecuación resultante para la temperatura de escape T_{es} puede simplificarse, recuperándose la que puede encontrarse en la literatura, p. e. [1].
- La pérdida de calor a las paredes durante el escape forzado, asumido que se concentra al final de la carrera de escape, hace que la temperatura de residuales T_r baje apreciablemente, lo que constituye la diferencia mayor con la expresión simplificada. Ello acarrea una temperatura de gases de escape T_{es} ligeramente mayor.

Sobre los efectos secundarios:

- La poscombustión de inquemados en el colector de escape puede compensar la bajada de temperatura a causa de la transferencia de calor de la envolvente del colector de escape y la debida a la transferencia de calor en la pipa de escape.
- El barrido durante un cruce de válvulas alto puede cambiar sustancialmente la composición y la temperatura de estos gases.

5. Referencias

- [1] PAYRI F. y DESANTES J. M. eds. Motores de Combustión Interna Alternativos Barcelona, 2011, 1002 p. (Editorial Reverté)
- [2] HEYWOOD J. Internal Combustion Engine Fundamentals New York, McGraw-Hill Education, 1988, 930 p.
- [3] TAYLOR C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Vol. 1. The MIT Press, Cambridge, USA 1966, 574 p.
- [4] LECUONA A. y RODRÍGUEZ P. A. Motores Térmicos Madrid Open Course Ware (aceptado) <http://ocw.uc3m.es/>