



Motores Térmicos. Turboalimentación

Capítulo 8: Proceso real de transferencia a la turbina. (1/2 hora).

Autor: Antonio Lecuona Neumann.

Contenido

- 8.1.- Proceso de degradación en la válvula de escape y pipa de escape.
- 8.2.- Esquema de los sistemas de pulsos y de presión constante reales.
- 8.3.- Resumen y preguntas de autoevaluación.
- 8.4.- Temas adicionales.

Nota:

En este capítulo se añade el subíndice *cil* para distinguir la presión en el cilindro de otras.

La información contenida en este documento sirve de propósito exclusivo como apuntes para alumnos en la enseñanza de la asignatura indicada y ha sido obtenida de las mejores fuentes que se han podido encontrar, generalmente de reconocido prestigio. No obstante el/los autor/es no garantizan la exactitud, exhaustividad, actualización o perfección de su contenido. Por ello no será/n responsable/s de cualquier error, omisión o daño causado por el uso de la información contenida, no tratando con este documento prestar ninguna clase de servicio profesional o técnico; antes bien, se ofrece como simple guía general de apoyo a la docencia. En caso de detectar algún error, rogamos nos lo comuniquen e intentaremos corregirlo. Puede contener material con copyright © por lo que su reproducción puede no estar permitida.





8.1.- Proceso de degradación en la válvula de escape y pipa de escape.

- En el [Cap. 4](#) se ha determinado el proceso ideal de transferencia de energía a la turbina, sin degradaciones (sistema de pulsos, y con tramo de presión constante) y el caso en el que se degrada el pulso (sistema de presión constante). La realidad es mixta, aparecen ciertos pulsos sobre un valor medio de la presión, [Fig. 8.1](#).
- En este capítulo se amplía lo dicho acerca de irreversibilidades en la transferencia de masa entre el motor y la turbina que fue presentado en el [Cap. 4](#) para un sistema genérico y se discute la consecuente pérdida de salto entálpico real que provoca la turbina, [Ec. 7.3](#), por ser $\pi_{tt,e} < 1$.
- Hasta ahora se han considerado tres presiones. La instantánea en el cilindro $P_{cil}(t)$, la de entrada a turbina, que pudiera ser variable $P_{es}(t) \cong P_5(t)$ pues se asume que entre el colector y la entrada a la turbina la presión apenas varía y la de salida de la turbina P_6 , constante, véase la [Fig. 3.3](#). Es conveniente considerar una cuarta presión $P_{sa}(t, x)$ que es la existente en el área mínima de la(s) válvula(s) de escape, coordenada $x = 0$ en la [Fig. 8.1](#), similar a la [Fig. 4.3](#).
- El proceso de descarga es como sigue. Los gases en el cilindro (cuya presión va cayendo según se descarga) se aceleran hacia el área mínima de paso en la(s) válvula(s) de escape, de forma aproximadamente isentrópica, pues la pérdida de calor a las paredes, lo que disminuye s , compensa ligeras degradaciones viscosas que aumentan s , proceso *cil-sa*. Se alcanza la velocidad en la garganta V_{sa} que como mucho será sónica. Al desprenderse la corriente por el aumento brusco de sección de paso en la válvula, la presión en el chorro resultante se hace igual a la circundante evolucionando con aumento de s , proceso *sa-es*. Ambos tramos forman un mayor detalle del proceso irreversible global *cil-es*.
- El proceso es no estacionario pues $P_{cil}(t)$ y el área de paso de la válvula evolucionan, especialmente durante el pulso de escape espontáneo. Sin embargo el flujo a través de la válvula resulta ser cuasi-estacionario, pues el tiempo de residencia del gas en ella es mucho menor que el tiempo de variación de la presión en el cilindro y del tiempo de variación del levantamiento de la válvula.



8.1.- Proceso de degradación en la válvula de escape y pipa de escape (cont.).

- En estas condiciones, un balance de energía a través de la válvula y demás conductos corriente abajo nos indica que si no hay transferencia de calor, la entalpía de remanso h_t a su salida es igual que su entrada y si cae, es solamente por pérdida de calor (que ignoramos por ahora). La caída de presión estática se invierte en aumento de la energía cinética, por lo que todo lo que desordene esta energía (turbulencia) significa una degradación viscosa. La irreversibilidad interna resultante significa un aumento de s a $h_t = h_{cil}(t) = cte$. En el diagrama $h-s$, Fig. 8.1, con caída de la presión total P_t y disminución del salto entálpico disponible en la turbina $\Delta h_{est,s}$, Ec. 7.3. La degradación continúa hasta llegar a $P_{es}(t)$ donde el área de paso al fluido determina la velocidad.
- Una estrechez de la pipa de escape hace que se acumule masa junto a la válvula a una presión $P_{sa}(t, x)$ intermedia entre $P_{cil}(t)$ y $P_{es}(t)$ reduciéndose las irreversibilidades por acelerarse menos la corriente. Esta acumulación local (onda) viaja hacia la turbina, y los otros cilindros conectados, a velocidad sónica, o ligeramente supersónica caso de ser muy intenso. Por lo tanto incorpora energía cinética. Si el área de paso crece bruscamente, como en el caso del sistema de presión constante, se disipa como un chorro convirtiéndose gran parte de su energía cinética (ordenada) en térmica (desordenada), por lo tanto incrementándose s .
- El proceso degradativo (turbulencia, seguida de disipación viscosa) tarda un cierto tiempo, por lo que se prolonga en la pipa de escape e incluso corriente abajo, en el conducto, colector de escape y depósito. La velocidad se homogeniza paulatinamente. La temperatura del fluido se homogeniza por mezclado.
- Por simplicidad, asumiendo adiabaticidad, el diagrama $h-s$ en la Fig. 8.1 muestra con sombreado las regiones prohibidas.
- Particularizando para ambos sistemas límite de turboalimentación ...

8.1.- Proceso de degradación en la válvula de escape y pipa de escape. (cont.)

- 1. Sistema de presión constante.** Si se dispone de un depósito intermedio de gran volumen esto hace que la presión en él sea constante y habitualmente menor o igual que la del cilindro, $P_{es} \approx P_{est} = \text{cte.}$, Δh_{est} es tanto menor cuanto mayor es Δs ; $\Delta h_{est} < \Delta h_{cilt}$. $\Delta h_{est} = 0$ en el punto 6.
- 2. Sistema de pulsos mixto.** El exiguo volumen y sección de paso hace subir $P_{es}(t) \cong P_5(t)$ hasta valores $P_{sa}(t)$ cercanos a los del cilindro $P_{cilt}(t)$. Al ser el salto menor, la menor energía cinética producida reduce las irreversibilidades, cuantificadas con Δs , especialmente si los conductos son suaves y directos, véase las Figs. 8.1 y 4.3. El pulso del escape puede llegar casi íntegro a la turbina si no hay muchas ramificaciones y/o codos. $V_{es} = f(t)$. $\Delta h_{est}(t)$ es más próximo al ideal $\Delta h_{cilt,s}$ durante el pulso (en este caso se expande hasta $V_6 = 0$, pues es el máximo). Tras el pulso sobreviene un periodo de presión constante con $P_{es} > P_6$.

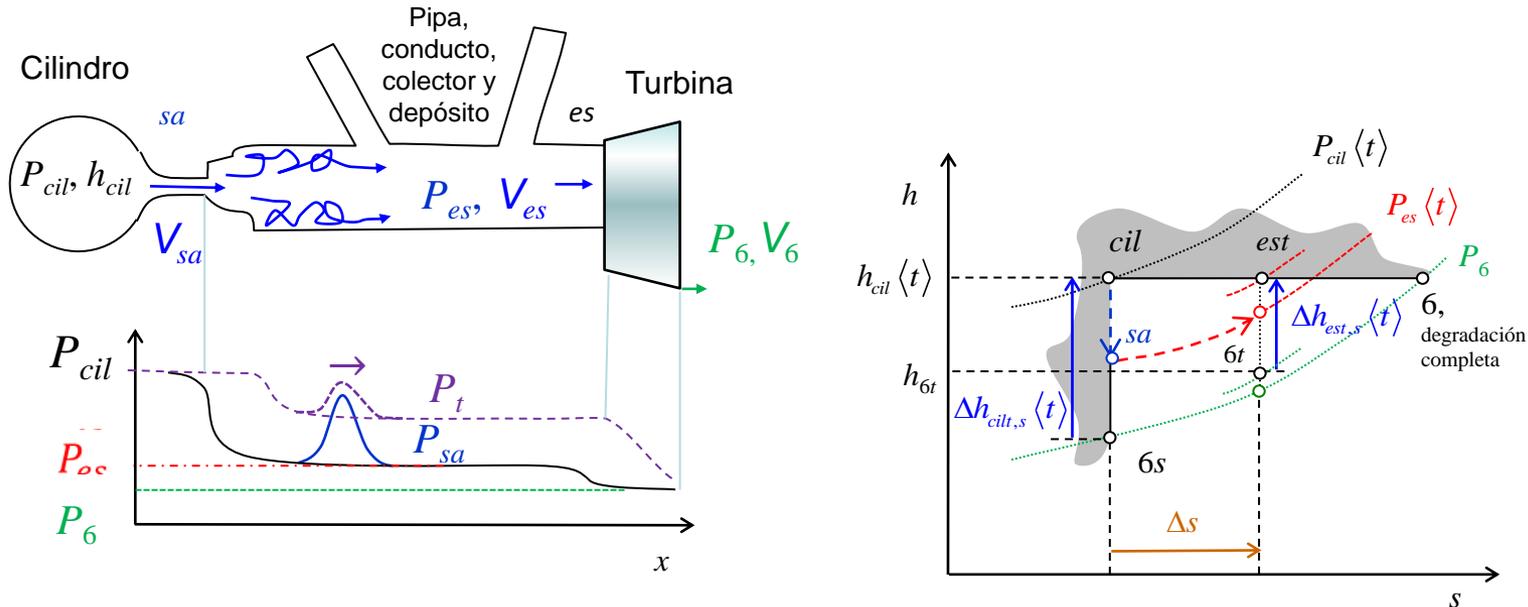
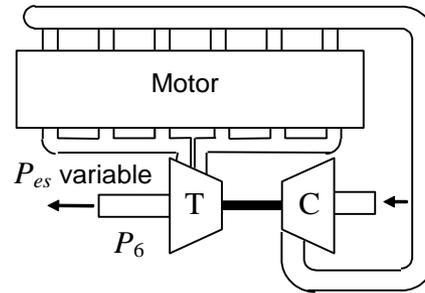
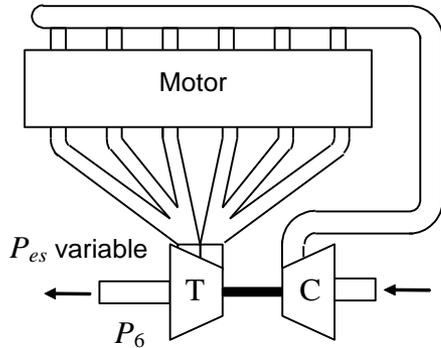
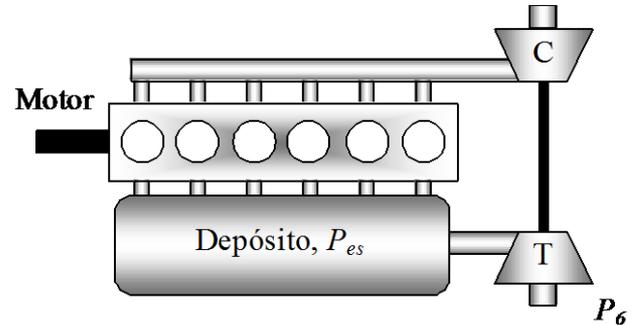


Figura 8.1

8.2.- Esquema de los sistemas de pulsos y de presión constante reales.



Mayor interferencia de pulsos entre cilindros



Sistema de pulsos mixto

- Pequeño volumen de colectores. La turbina ha de estar centrada entre cilindros.
- No se puede hablar propiamente de una presión de escape constante.
- 👍 Pequeña irreversibilidad en conductos.
- 👍 Corto tiempo de retardo para “reprise” y “retención”.
- 👎 Posibilidad de interferencia entre cilindros.

Figura 8.2

Sistema de presión constante

- Gran volumen de colectores.
- Presión de escape constante.
- 👍 Sin interferencia entre cilindros.
- 👍 Mayor irreversibilidad en conductos, minimizable con P_{es} altas.
- 👎 Largo tiempo de retardo para “reprise” y “retención”.

8.3.- Resumen y preguntas de autoevaluación

- Corriente abajo de la garganta de la válvula de escape ocurren irreversibilidades que se pueden reducir si la presión de escape se aproxima a la del cilindro. Esto se puede lograr con colectores de escape cortos y estrechos. Este diseño trata de aproximarse al ideal. También se pueden reducir haciendo P_{es} más alta, véase la [Fig. 4.6](#).
- Un número elevado de cilindros alineados dificulta instalar sistema de pulsos, salvo disponiendo de varios turbos en paralelo independientes. La alternativa es aproximarse al sistema de presión constante, especialmente si P_{es} es elevada, pues entonces se reducen las irreversibilidades antes de la turbina.
- La determinación de la fracción del pulso aprovechable por la turbina exige un cálculo detallado de la acción de ondas en el tracto de escape.

| | | |
|-----|---|----|
| 8.1 | El aumento de entropía desde el cilindro hacia un conducto en el escape se debe a la acción de la turbulencia. | SI |
| 8.2 | Un motor monocilindro podía ser turboalimentado con sistema de presión constante | SI |
| 8.3 | Al desplazar el punto est a lo largo de la isoentálpica $h_{cil} = cte$ como consecuencia de una menor degradación interna ¿aumenta el salto entálpico $\Delta h_{tes,s}$ disponible? | SI |
| 8.4 | Al aumentar P_{es} la importancia del aprovechamiento del pulso disminuye | SI |
| 8.5 | Si los conductos de escape son excesivamente estrechos, si bien el aprovechamiento del pulso puede ser mayor, las degradaciones por rozamiento con la pared pueden ser excesivos. | SI |



8.4.- Temas adicionales

- Caída de presión total cuando ocurre un aumento de entropía en un flujo (irreversibilidades internas ($_{ii}$)). Tomamos una masa de control con condiciones totales homogéneas (obviando $_t$) y realizando un proceso genérico con variación de P y T con trabajo solo por variación de volumen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Masa de control.} \\ \text{Trabajo mecánicamente} \\ \text{reversible por variación de} \\ \text{volumen exclusivamente.} \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} \overbrace{T ds_{ii}}^{>0} + \underbrace{d\mathcal{Q}}_{>0 \text{ ext} \rightarrow \text{sist}} = c_v du - d\tau_{\text{ext} \rightarrow \text{sist}} \\ \Rightarrow \Delta s_{ii} + \int_0 \frac{d\mathcal{Q}}{T} = c_v \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) + R_g \ln \left(\frac{v}{v_0} \right) \geq 0 \end{array} \right\}$$

gicp: $P/T = R_g / v$; $c_v = \text{cte.}$

Como función de P y T :

$$v = \frac{R_g T}{P} \Rightarrow \Delta s_{ii} + \int_0 \frac{d\mathcal{Q}}{T} = c_v \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) + R_g \ln \left(\frac{T P_0}{T_0 P} \right) = c_p \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R_g \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \Rightarrow \underbrace{\frac{P}{P_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}_{\text{Isentrópica}} \exp \left[\overbrace{-\frac{\Delta s_{ii}}{R_g} - \int_0 \frac{d\mathcal{Q}}{T}}^{-\Delta s} \right] \text{ c.q.d.}$$

$\gamma = c_p / c_v$; $R_g = c_p - c_v$

- Al evolucionar adiabáticamente entre dos temperaturas fijas (incluso la misma, isoterma), la presión alcanzada es menor a causa de las irreversibilidades internas. Si se aporta calor la presión alcanzada es menor también.
- Análogamente, en una expansión adiabática entre dos presiones (como en una turbina), la temperatura final es más alta con irreversibilidades internas, reduciendo el salto entálpico de la expansión y con ello el trabajo de flujo extraído. Si se intercambia calor, el trabajo de flujo ya no es la diferencia de entalpías de remanso, como se ha indicado al comienzo de este capítulo.
- Es equivalente a efectos de presión y temperatura un aporte de calor que una irreversibilidad interna.