

Hipótesis realizadas sobre el funcionamiento del Turbina de Expansión.

En la presente sección se establecerán las hipótesis realizadas sobre comportamiento real de la turbina de expansión para hacer posible la construcción del modelo aproximado que formará parte del conjunto completo de la Turbina de Gas.

Con dichas hipótesis se pretende pasar de un comportamiento, que en la realidad es extremadamente complejo, dependiente de multitud de variables, a una aproximación que lo modelará en función de un número de variables mucho menor, en muchos de los casos de carácter global, lo que permitirá la utilización de ecuaciones mucho más simples, que al final aproximarán bastante al comportamiento real.

1. Hipótesis básicas.

Tipo de turbina.

Dadas las características de conjunto Turbina de Gas que se pretende modelar, la turbina que formará parte de conjunto se considerará de flujo axial, debido a los gastos másicos que se van a manejar. Hay que recordar que el conjunto a modelar formará parte de una estructura de ciclo combinado, con lo que no tiene, en principio, sentido pensar en otro tipo de turbina, como las centrípetas, en los que los gastos admisibles no serían los apropiados.

Turbina concreta.

Para la realización del modelo ha sido necesario partir de una turbina concreta. De no ser así, se tendría que haber realizado un modelo mucho más complejo, en el cual se pidieran, como entradas, las características geométricas de los escalonamientos de la turbina. A partir de dichos datos, se tendría que realizar un estudio del comportamiento fluidodinámico que nos permitiera determinar, en cada condición de funcionamiento, las salidas fundamentales de la turbina: la relación de expansión y el rendimiento global de la misma.

Ni que decir tiene que lo anteriormente comentado queda fuera de los objetivos del presente proyecto por lo que a partir de este momento todo lo relacionado con el comportamiento de la turbina vendrá determinado por las curvas generalizadas

suministradas como información sobre la turbina utilizada.

Energía cinética del aire en el interior de la turbina.

Desde el punto de vista termodinámico, a la hora de realizar el balance de entalpías que permita la obtención de las variaciones de temperatura que se produzcan dentro de la turbina, habrá que determinar la energía cinética del flujo en cada sección de ésta, ya que se tendrán que hacer balances de entalpías de remanso. Para eliminar la incomodidad de tener en todo momento controlado el valor de la energía cinética, se supondrá que el valor de dicha energía permanecerá constante en cada sección de paso de la turbina, con lo cual al plantear las ecuaciones de balance se cancelarán los términos de las energías cinéticas de ambos miembros.

Cuando la turbina se encuentra funcionando fuera de su punto de diseño, en la realidad, aunque haya sido diseñada para que la velocidad axial sea constante en todas sus secciones, dicha velocidad axial variará. Lo que ocurre es que las variaciones en las secciones de paso fueron calculadas en el punto de diseño para que la velocidad axial fuera constante en toda la turbina, por lo que, cuando no se encuentra funcionando en dicho punto la velocidad axial variará a lo largo de la misma.

En el presente modelo se ha obviado dicha cuestión por lo que respecta a la energía cinética, se considerará constante a lo largo de la turbina en todas las condiciones de funcionamiento.

Corriente de alimentación.

Para la corriente que alimenta a la turbina se tomará una mezcla perfecta de aire, vapor de agua, CO_2 , SO_2 y el N_2 procedente del aire cuya parte de oxígeno ha sido consumida en la combustión.

En cuanto a las condiciones de entrada de dicha corriente en la turbina se considerará que coincidirán con las de salida de la cámara de combustión. Es decir, entre la salida de la cámara de combustión y la entrada de la turbina no existirán pérdidas ni de calor ni de presión, siendo la presión y temperatura de entrada iguales a las de salida de la cámara de combustión.

Dependencia del calor específico del vapor de agua de la presión.

Otra cuestión a tener en cuenta es el calor específico a presión constante del vapor de agua. Dicho calor específico debe ser obtenido a partir de la entalpía del vapor de agua que viene representada en el diagrama de Molierè. Por lo tanto, el calor

específico a presión constante del vapor de agua dependerá además que de la temperatura, de la presión, ya que la entalpía también lo hace.

Así pues, la ecuación obtenida para la caracterización del proceso isentrópico no sería válida, ya que ésta presupone la dependencia de los calores específicos tan solo de la temperatura, cosa que no ocurre en la realidad, ya que a través de la turbina evolucionará una mezcla en la que la proporción de vapor de agua será importante.

Una posible solución para dicho problema sería dividir la expansión en tramos utilizando en cada tramo una ecuación de la isentrópica distinta. La diferencia entre una ecuación y la del tramo siguiente estaría en los coeficientes de los polinomios que aproximan los calores específicos, ya que, aunque los del resto de gases permanecen invariables, los del vapor irán variando con la presión.

Dado que la proporción de vapor de agua en el caso de la turbina sí es importante, se justifica en este caso la partición de la expansión en distintos bloques para distintas presiones promedio.

Relación de expansión.

Dadas las características de funcionamiento se supondrá para la realización del modelo que la corriente que atraviese en todo momento la turbina se expandirá has la presión de escape, que este caso se considerará un poco superior a la del ambiente debido a las posibles pérdidas en la conducción y en la caldera de recuperación.

Rendimiento Isentrópico.

A partir de las curvas características de la turbina se observará que el rendimiento de la misma depende tanto de la velocidad de giro como de la relación de expansión. Si bien a partir de ciertos valores de la relación de expansión el rendimiento permanece prácticamente invariable con respecto a la relación de expansión. Para el presente modelo se considerará que en todo momento la turbina se encontrará funcionando en dicha zona.

Así pues se supondrá en todo momento que el rendimiento isentrópico de la turbina dependerá tan solo de la velocidad de giro, mas concretamente de la velocidad relativa de giro.