

Trabajo Fin de Grado

Ingeniería de Tecnologías Industriales

Ciclos húmedos de las turbinas de gas: Simulación de una turbina STIG y análisis de sensibilidad.

Autor: Manuel Perejón Soriano

Tutor: Dr. Tomás Sánchez Lencero y Dr. Antonio Muñoz Blanco

Dpto. Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería de Tecnologías Industriales

Ciclos húmedos de las turbinas de gas: Simulación de una turbina STIG y análisis de sensibilidad.

Autor:

Manuel Perejón Soriano

Tutores:

Dr. Tomás Sánchez Lencero

Dr. Antonio Muñoz Blanco

Dpto. de Ingeniería Energética

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

Proyecto Fin de Carrera: Ciclos húmedos de las turbinas de gas: Simulación de una turbina STIG y análisis de sensibilidad.

Autor: Manuel Perejón Soriano

Tutores: Dr. Tomás Sánchez Lencero
Dr. Antonio Muñoz Blanco

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

En primer lugar, quería agradecer el apoyo que he recibido estos cuatro años por mis padres, mis hermanos y mi novia, pues han sido gracias a ello que he podido cumplir mi objetivo en esta etapa de mi vida.

Dar gracias también a mis tutores los Profesores D. Tomás Sánchez Lencero y D. Antonio Muñoz Blanco por su ayuda en la realización en este trabajo por sus indicaciones, la facilitación de medios y documentos.

Resumen

En este trabajo se ha realizado una recopilación pormenorizada de los ciclos húmedos existentes en turbinas de gas. Luego, se ha creado una herramienta en el software *Engineering Equation Solver* que permite calcular los parámetros del ciclo de las turbinas de gas a partir de los datos suministrados por los fabricantes y su conversión en un ciclo STIG. Para mostrar esta herramienta se ha estudiado el caso de la turbina LM6000-PC de General Electric.

Se analizarán el ciclo simple y el ciclo STIG por separado detallando las ventajas y desventajas mediante dicha herramienta.

Índice

Agradecimientos	19
Resumen	20
Índice	21
Índice de Tablas	22
Índice de figuras	23
Notación	24
1. Introducción	25
<i>Ciclo simple</i>	26
<i>Ciclo simple regenerativo</i>	28
<i>Ciclo compuesto</i>	30
1.1.1. Ciclo compuesto con compresión escalonada.	30
1.1.2. Ciclo compuesto con expansión escalonada	31
2. Ciclos Húmedos	33
2.1. <i>Introducción</i>	33
2.2. <i>STIG</i>	33
2.2.1. Ciclo STIG básico.	34
2.2.2. Ciclo STIG con recuperador.	36
2.2.3. Desarrollos en el ciclo STIG.	36
2.3. <i>EGT.</i>	38
2.3.1. Descripción del ciclo.	38
2.3.2. Desarrollos del ciclo evaporativo.	39
3. Modelo EES	44
3.1. <i>Modelo simple.</i>	45
3.2. <i>Modelo STIG.</i>	49
4. Interfaz del software	54
4.1 <i>Input Section</i>	54
4.2 <i>Output Section</i>	55
4.3 <i>Uso del software.</i>	57
5. Análisis de los resultados	60
5.1. <i>Ciclo simple ideal</i>	60
5.2. <i>Ciclo simple real</i>	62
5.3. <i>Ciclo STIG.</i>	65
<i>Efecto de la variación de la fracción de vapor sobre el rendimiento</i>	66
6. Conclusión	69
7. Discusión	71
Referencias	72
Apéndice	74
<i>Ciclo simple.</i>	74

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1. Especificaciones LM6000-PC [1]</i>	45
<i>Tabla 2. Datos asumidos para el estudio del LM6000-PC [13]</i>	45
<i>Tabla 3. Comparación de resultados.</i>	69
<i>Tabla 4. Resultados</i>	78
<i>Tabla 5. Resultados</i>	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. GE Turbina de gas LM6000 (45-58 MW) [1]	25
Figura 2. Esquema del ciclo simple.	26
Figura 3. Diagrama T-S ciclo simple ideal [3]	27
Figura 4. Relación η y τ con aire como fluido de trabajo.[2]	27
Figura 5. Diagrama H-S ciclo simple real no regenerativo[4]	28
Figura 6. Ciclo simple regenerativo	28
Figura 7. Diagrama h-s ciclo simple regenerativo real[4]	29
Figura 8. Diagrama h-s y p-v de una compresión escalonada en un ciclo simple.	30
Figura 9. Ciclo compuesto con compresión escalonada.	31
Figura 10. Diagrama h-s y p-v de una expansión escalonada en un ciclo simple	31
Figura 11. Ciclo compuesto con expansión escalonada.	32
Figura 12. Ciclo STIG [8]	34
Figura 13. Margen de bombeo de un compresor.[4]	35
Figura 14. Temperatura frente a calor transferido para distintas relaciones vapor/aire.[8]	35
Figura 15. Ciclo STIG con recuperador adicional.[8]	36
Figura 16. Ciclo ISTIG[8]	37
Figura 17. Ciclo STIG combinado. [8].	37
Figura 18. Ciclo FAST STIG[8]	38
Figura 19. Ciclo evaporativo.[8]	38
Figura 20. Diagrama T-S ciclo evaporativo.[8]	39
Figura 21. Ciclo RWI [9]	40
Figura 22. Diagrama T-S del ciclo RWI.[9]	40
Figura 23. Ciclo HAT.[5]	41
Figura 24. Ciclo REVAP [10]	42
Figura 25. Ciclo CHAT [8]	43
Figura 26. Ciclo TOPHAT.[8]	43
Figura 27. LM6000-PC (General Electric)	44
Figura 28. Esquema del modelo simple LM6000-PC	45
Figura 29. Cámara combustión anular.[14]	47
Figura 30. Esquema del modelo STIG LM6000-PC	49
Figura 31. Sistema de inyección de vapor. [15]	50
Figura 32. Perfil de temperaturas en una caldera de recuperación.	52
Figura 33. Input Section	54
Figura 34. Output Section	55
Figura 35. Subsección "Condiciones Ambientales" de "Input Section".	57
Figura 36. Botón "Calculate".	57
Figura 37. "Calculations Completed"	58
Figura 38. Subsección de "Output Section"	58
Figura 39. Rendimiento vs Trabajo específico para distintas TIT y relaciones de compresión.	60
Figura 40. Rendimiento vs. Relación de compresión para distintas TIT.	61
Figura 41. Trabajo específico vs. Relación de compresión para distintas TIT.	61
Figura 42. Rendimiento vs. Trabajo específico para distintas TIT y relaciones de compresión.	62
Figura 43. Rendimiento vs relación de compresión para distintas TIT.	63
Figura 44. Trabajo específico vs relación de compresión para distintas TIT.	63
Figura 45. Rendimiento vs. TIT para varias relaciones de compresión e inversa del dosado.	64
Figura 46. Rendimiento vs. Trabajo específico para distintas TIT y relaciones de compresión ($x_{\text{vapor}} = 0,05$).	65
Figura 47. Rendimiento vs Relación de compresión para distintas TIT.	65
Figura 48. Variación de la temperatura de entrada a la turbina y rendimiento para varias relaciones de compresión e inversa del dosado.	66
Figura 49. Rendimiento vs. Fracción de vapor	66
Figura 50. Temperatura máxima del vapor para una cierta fracción de vapor	67
Figura 51. Temperatura de escape vs. Fracción de vapor.	68
Figura 52. Comparación del ciclo simple y STIG. Rendimiento vs Trabajo específico.	69

Notación

T_1	temperatura de entrada al compresor de baja presión
T_2	temperatura de salida del compresor de baja presión
T_{2p}	temperatura de salida del compresor de alta presión
T_3	temperatura de combustión
T_4	temperatura de salida de la turbina de alta presión
T_5	temperatura de salida de la turbina de baja presión
T_{stig}	temperaturas referidas al ciclo STIG
P	Presión
h	entalpía
s	entropía
cp	calor específico
x_{ch4}	dosado
x_{vapor}	fracción másica de vapor
η	rendimiento
R_c	relación de compresión
R_{exp}	relación de expansión
CB	compresor de baja presión
CA	compresor de alta presión
CC	cámara de combustión
TA	turbina de alta presión
TB	turbina de baja presión
OTSG	caldera de recuperación
T_w	temperatura del vapor
W_{total}	trabajo específico
Pot_{total}	potencia neta
Q_{cc}	potencia aportada

1. INTRODUCCIÓN

La producción de energía eléctrica se puede realizar a partir de diversas fuentes de energía incluyendo mayoritariamente la conversión de energía térmica en mecánica. Una obtención de ésta se puede realizar mediante las turbinas de gas. Los principios de esta tecnología apuntan al año 1900 y se comenzaron para producir electricidad para los años 30. En la actualidad, las turbinas de gas juegan cada vez menos un papel fundamental para la producción de energía eléctrica, como es en el caso de la cogeneración. En el mercado energético se revela dicha desaceleración principalmente por la gran influencia de las tecnologías de energía renovable y su bajo precio comparado con los combustibles fósiles. Sin embargo, la demanda de las turbinas de gas está influenciada por el cambio climático, los continuos avances sobre la explotación de gas y las tecnologías que impulsan a una mejor eficiencia de la generación. La sostenibilidad se está volviendo cada vez más importante con los aspectos ambientales y de reducción de costos. Con el aumento de la necesidad mundial de energía, el número de centrales eléctricas basadas en motores de turbina de gas que generan electricidad y calor aumentan año tras año.

El aumento de los costos de las fuentes de energía y los impactos negativos de los desechos en el medio ambiente dan gran importancia al uso de fuentes de energía sostenibles / renovables y mejoran la eficiencia para minimizar los impactos ambientales.

Las turbinas de gas de eje único son más populares en la industria de generación de energía debido a su simplicidad, menor precio y mejor recuperación de energía del escape. En las turbinas de gas de un solo eje, el compresor, la turbina y el generador están ubicados en el mismo eje. Por lo tanto, al reducir la frecuencia de la red, la velocidad de rotación de la turbina y el compresor también disminuirá. Esta reducción en la velocidad del compresor reducirá el flujo de aire a través de la turbina de gas. En consecuencia, la cantidad de combustible inyectable en la cámara de combustión estará limitada para proteger los componentes de la turbina contra el sobrecalentamiento. Sin embargo, para una recuperación de frecuencia exitosa, se necesita más sobrecarga de combustible y las restricciones en la cantidad de combustible inyectable en la cámara de combustión provocarán una disminución adicional de la frecuencia. En consecuencia, la turbina de gas no podría recuperar la frecuencia. Este problema es más crucial cerca de las condiciones de carga completa debido a la alta temperatura de los componentes de la turbina, o en los cambios repentinos de carga donde se necesita más combustible para recuperar la frecuencia.

Estas turbinas siguen el ciclo termodinámico Brayton y se le pueden realizar modificaciones para mejorar sus prestaciones. El tamaño de estas varía desde los 500 kW hasta los 500 MW para últimos desarrollos.



Figura 1. GE Turbina de gas LM6000 (45-58 MW) [1]

Ciclo simple

El ciclo de Brayton de aire normal es el ciclo ideal de una turbina de gas simple. El aire es aspirado desde la atmósfera por el compresor axial (punto 1). Luego es comprimido hasta las condiciones del punto 2. Posteriormente, es llevado a la cámara de combustión donde es mezclado con el combustible para producir la ignición. Aquí el combustible (normalmente gas natural) aporta su poder calorífico para la elevación de la temperatura a una presión constante. Los productos de la cámara de combustión son los gases calientes que fluyen a través de la turbina donde se expansionan y convierte la energía cinética en mecánica haciendo girar un eje que acciona al compresor y un alternador.

Las condiciones establecidas en el ciclo ideal son las siguientes:

- Los procesos de compresión y expansión son reversibles y adiabáticos.
- La variación de energía cinética del fluido motor entre la entrada y la salida de cada elemento es despreciable.
- No existen pérdidas de cargas en los conductos de admisión, cámara de combustión.
- El fluido es gas perfecto.
- El gasto másico de mantiene constante a lo largo del ciclo. [2]

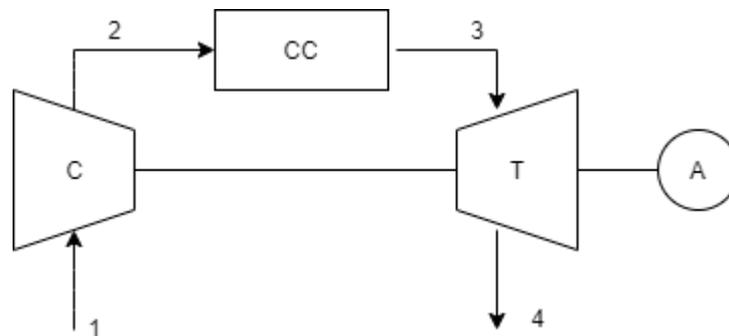


Figura 2 . Esquema del ciclo simple.

Y a continuación el diagrama T-S del ciclo simple ideal no regenerativo que presenta:

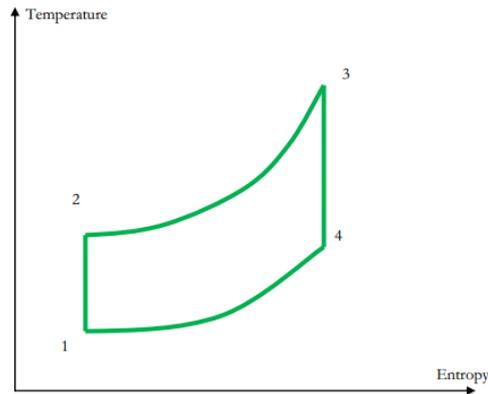


Figura 3. Diagrama T-S ciclo simple ideal [3]

1.- Trabajo específico del compresor.

El proceso de compresión se considera isentrópico $s_1 = s_2$ y viene dado por:

$$W_c = W_{12} = h_2 - h_1$$

2.- Calor aportado por el combustible.

Dependerá fundamentalmente del poder calorífico inferior del combustible utilizado. Es muy común utilizar gas natural con un PCI = 50 MJ/kg

$$Q_{cc} = Q_{23} = h_3 - h_2$$

3.- Trabajo específico de la turbina.

El proceso de expansión se considera isentrópico $s_3 = s_4$ y viene dado por:

$$W_t = W_{34} = h_3 - h_4$$

4.- Rendimiento térmico del ciclo.

$$\eta_{ter} = \frac{\text{Trabajo útil}}{\text{Calor aportado}} = \frac{W_t - W_c}{Q_{cc}}$$

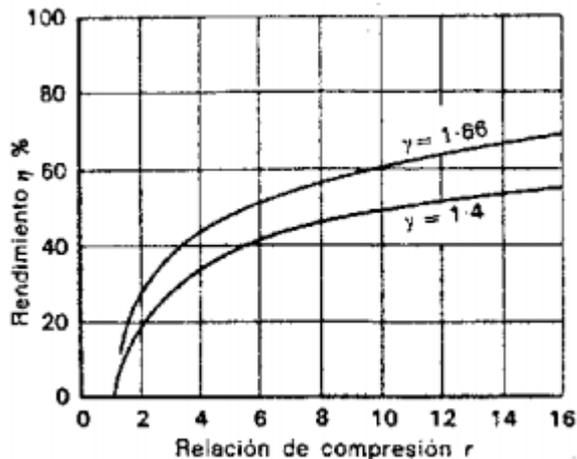


Figura 4. Relación η y r con aire como fluido de trabajo.[2]

En la Figura 4 se muestra como varía el rendimiento con la relación de compresión para un coeficiente de dilatación adiabático dado.

Si consideremos este ciclo como no ideal, las irreversibilidades son debidas al compresor y a la turbina. Estas ineficiencias son principalmente causadas por la fricción del fluido por las paredes de la máquina y también por las condiciones de trabajo de ambos. También, debido al descenso de la presión del flujo al paso por la cámara de combustión.

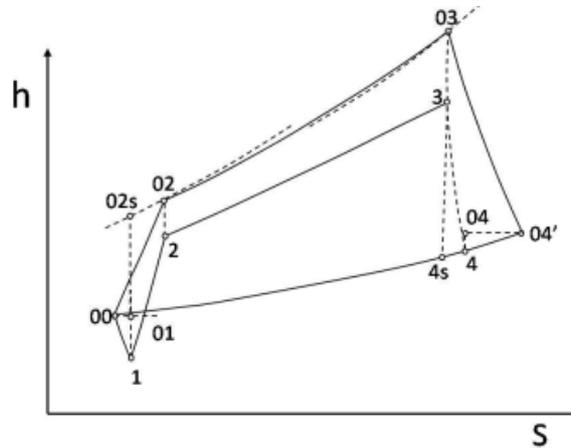


Figura 5. Diagrama H-S ciclo simple real no regenerativo[4]

Se empleará el concepto de rendimiento politrópico para obtener unos resultados más cercanos a la realidad. Considerando el fluido como un gas perfecto $C_p = cte$.

Ciclo simple regenerativo

La incorporación de un intercambiador de calor a la salida del compresor puede resultar beneficioso para una mejora del ciclo Brayton. Para ello se emplea un intercambiador en el que se aprovecha el calor de los gases de escape para elevar la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión y así conseguir un menor consumo de combustible.

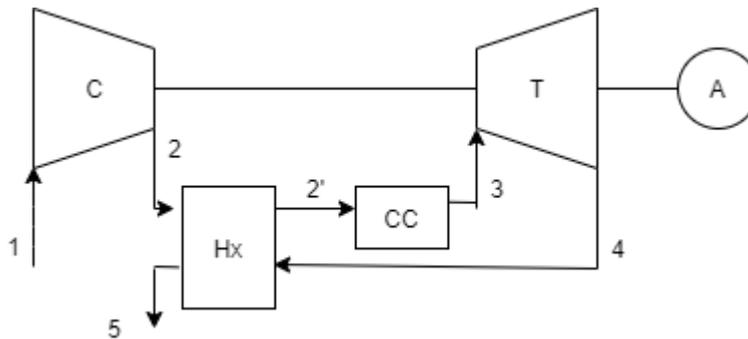


Figura 6. Ciclo simple regenerativo

El aire comprimido (punto 2) es pasado a través de un intercambiador donde es precalentado aún más por los gases de escape. Al salir del intercambiador (punto 2') es introducido en la cámara de combustión para ser mezclado con el combustible y conseguir aumentar su temperatura. Los productos de la cámara de la combustión (punto 3) son los gases calientes donde se expansionan y convierte la energía cinética en mecánica. Los gases de escape (punto 4) entran al intercambiador para aprovechar su energía con los productos del compresor.

Las ventajas que presentan son:

- Aumento del rendimiento térmico.
- Disminución de la relación de compresión de máximo rendimiento favoreciendo el diseño del compresor.

- Aumento del rendimiento de la turbina al ser mayor la temperatura de entrada a ésta.

Por otro lado, los inconvenientes son los siguientes:

- Las pérdidas de cargas en el regenerador disminuyen el trabajo específico del ciclo,
- Aumento el peso de la instalación por lo que aumenta su coste.
- Diversos problemas de mantenimiento. [4]

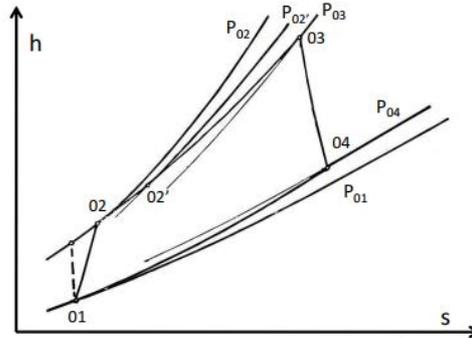


Figura 7. Diagrama h-s ciclo simple regenerativo real[4]

1.- Trabajo específico del compresor.

A la entrada y salida del compresor existen irreversibilidades que hacen que el trabajo no sea isoentrópico.

$$W_c = h_{02} - h_{01} = C_p * \frac{T_{01}}{\eta_c} * \left(r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

2.- Calor aportado por el combustible.

El combustible con un poder calorífico determinado lo transfiere al gas a través de su combustión. Luego, el calor aportado será:

$$Q_{cc} = F * PCI * \eta_{cc}$$

Siendo F el dosado relativo:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \sim 0,02$$

La pérdida de carga en la cámara de combustión se puede definir como:

$$\varepsilon_{cc} = \frac{p_{02} - p'_{02}}{P_{02}} * 100$$

3.- Trabajo específico de la turbina.

Considerando las irreversibilidades internas, el proceso de expansión ya no es isentrópico y se define el rendimiento de la turbina con lo que se puede obtener la temperatura de escape.

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4} \sim 90 - 92 \%$$

El trabajo específico será:

$$W_t = h_{03} - h_{04} = C_{pg} * T_{03} * \eta_T * \left(1 - \left(\frac{1}{r_{exp}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

4.- Rendimiento del ciclo.

El rendimiento térmico del ciclo vendrá dado por el cociente entre el trabajo útil y el calor aportado.

$$\eta_{ter} = \frac{\text{Trabajo útil}}{\text{Calor aportado}} = \frac{W_t - W_c}{Q_{cc}}$$

El rendimiento regenerativo:

$$\eta_{gen} = \frac{h'_{02} - h_{02}}{h_{04} - h_{02}}$$

Mientras más próximos estén 2' y 4 en la misma horizontal del diagrama T-S mayor será el rendimiento del intercambiador y por lo tanto más energía se transfiere al fluido comprimido y más frío salen los gases de escape.

Ciclo compuesto

El objetivo principal del ciclo compuesto es la reducción del trabajo consumido por el compresor e incrementar el trabajo expansionado, en otras palabras, aumentar el trabajo específico del ciclo. Se puede realizar dos tipos de ciclo compuesto: uno con compresión escalonada y otro con expansión escalonada.

1.1.1. Ciclo compuesto con compresión escalonada.

Este ciclo tiene como objetivo reducir el trabajo de compresión para incrementar el trabajo específico. En el caso ideal, se tiene una compresión isoterma en el cual el trabajo de compresión es nulo. El área "01-02s-02" de la Figura 8 es la diferencia de trabajo entre la compresión isentrópica y la isoterma:

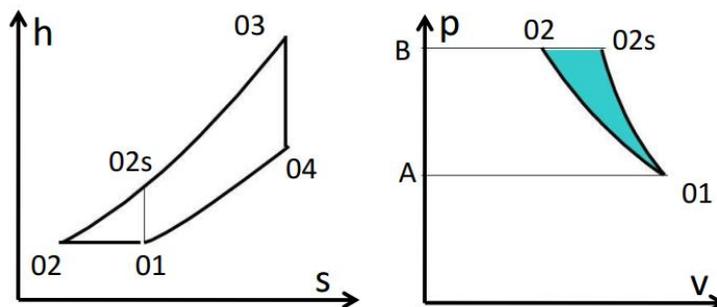


Figura 8. Diagrama h-s y p-v de una compresión escalonada en un ciclo simple.

Si el trabajo de compresión se define como:

$$W_c = \int_A^B v dp$$

Se observa que el área (A-01-02-B) es menor que el área (A-01-02s-B) esto es debido a que el volumen específico isoterma disminuye con el aumento de la presión a temperatura constante, por otro lado, el volumen específico isentrópico aumenta el aumento de temperatura conlleva un aumento adicional del volumen específico.

El esquema del ciclo compuesto es el siguiente:

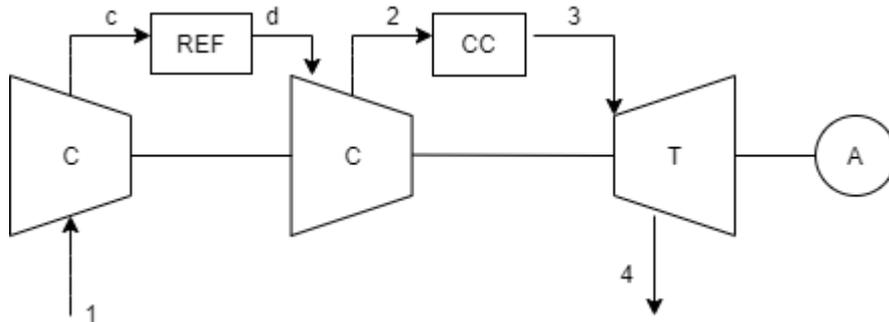


Figura 9. Ciclo compuesto con compresión escalonada.

1.1.2. Ciclo compuesto con expansión escalonada

En este ciclo se pretende aumentar el trabajo de expansión para conseguir un aumento del trabajo específico.

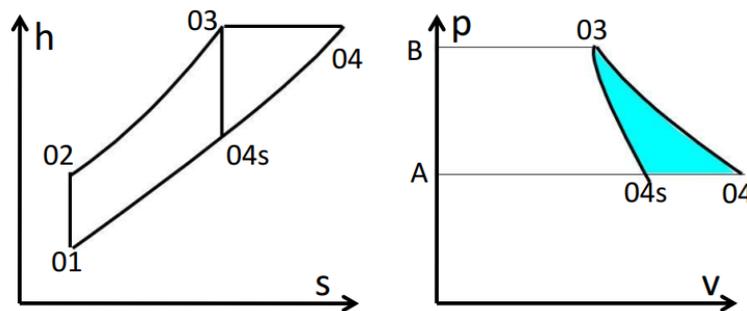


Figura 10. Diagrama h-s y p-v de una expansión escalonada en un ciclo simple

En este caso también se discute si realizar una expansión isoterma o isentrópica. En la Figura 10, concretamente, en el diagrama p-v se observa que el área “A-04s-03-B” es menor que el área “A-04-03-B”, si el trabajo de expansión se define como:

$$W_t = \int_A^B v dp$$

Se consigue una mayor expansión de forma isoterma que isentrópica pero las turbinas no pueden realizar un proceso de expansión isoterma ya que son adiabáticas.

El esquema del ciclo compuesto es:

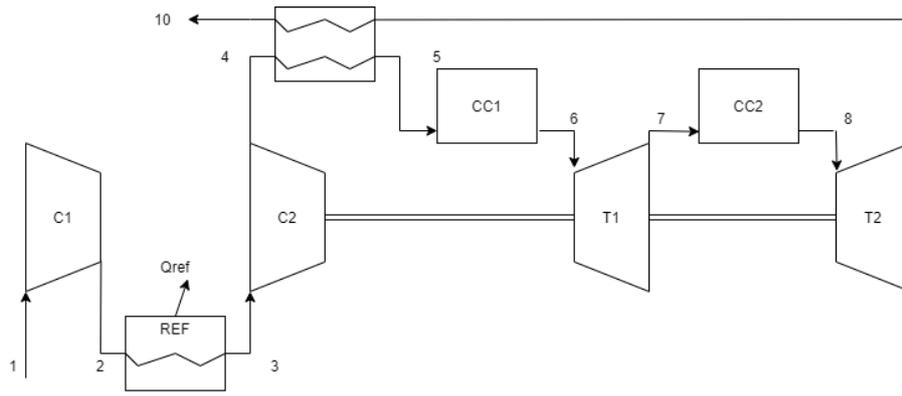


Figura 11. Ciclo compuesto con expansión escalonada.

2. CICLOS HÚMEDOS

2.1. Introducción

Las turbinas de gas convencionales funcionan con mayor rendimiento cuanto más alta es la temperatura de admisión a la turbina. Esto ocurre cuando se quema el combustible en presencia del aire presurizado en condiciones por debajo de las estequiométricas. Sin embargo, si se quema el combustible en condiciones estequiométricas la temperatura puede resultar excesivamente alta ($\sim 1900\text{ }^{\circ}\text{C}$) y ser no apta para los materiales de la turbina. Para ello, se introduce un exceso de aire que actúe como diluyente térmico y disminuya dicha temperatura a $\sim 1400\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pero esta gran carga de aire requiere ser comprimida lo cual consume energía mecánica, reduciendo así la potencia neta y el rendimiento del sistema. Normalmente, la potencia consumida del compresor es como mucho dos tercios de la total, quedando así un tercio para potencia neta.

La humidificación del flujo a través de la turbina de gas se ha propuesto como modificación del ciclo, con la idea de reducir tamaños con una alta eficiencia eléctrica, conseguir un mayor trabajo específico, un costo menor de la planta, emisiones NOx reducidas entre otras. [5]

La primera vez que se inyectó vapor a una turbina de gas lo hizo Lemale-Armengaud en 1903 en una turbina que alcanzó un funcionamiento autosostenido. Más tarde, Charles Bultzo lograría inyectar vapor en la turbina *GE FS 3* en una refinería para aumentar la potencia a comienzo de 1960 [4]. Al final de la década de los 80, Prof. Dr. Da Yu Cheng propuso que el calor del gas de escape de la turbina de gas podría usarse para generar vapor en un generador de vapor de recuperación de calor (HRSG) estableciendo un rango específico de condiciones de operación para la relación vapor/aire en el ciclo. [6]

La inyección de vapor varía respecto del fabricante, por ejemplo, GE realiza la inyección de vapor en los inyectores del combustible de la cámara de combustión y en la cámara de descarga del compresor. Fruttschi y Plancherel explicaron los tipos de ciclos de turbinas de gas con inyección de vapor:

- *Steam Injected Gas Turbine cycle (STIG)*: en este ciclo se produce vapor a través de una caldera de recuperación y se inyecta el vapor en la cámara de combustión o en la turbina.
- *Evaporative Gas Turbine cycle (EGT)*: en estos ciclos se inyecta de agua a la salida del compresor con la posterior evaporación de ésta.

2.2. STIG

La energía térmica liberada a la salida de la turbina puede ser aprovechada en forma de vapor. Las dos finalidades que se han conseguido son para ciclos combinados de gas y vapor y para inyectarlo en la propia turbina de gas (STIG) [4]. La turbina STIG se basa en la idea de que los gases de escape a altas temperaturas puedan usarse para convertir el agua en vapor. Éste puede inyectarse en la turbina en tres ubicaciones diferentes, la entrada del compresor, la salida del compresor / entrada del recuperador o a la salida del recuperador / entrada de la cámara de combustión. Cada ubicación tiene sus problemas y beneficios técnicos que ya se irán contando más adelante. [7]

Al introducir vapor antes de la entrada de la cámara de combustión se consigue que se reduzcan las emisiones de NOx en el escape ya que conlleva a una disminución de la temperatura de combustión; se consigue un incremento de potencia y rendimiento, pero al necesitar gran cantidad de agua este ciclo puede que no sea viable en zonas de escasez de agua. Para potencias comprendidas entre 1-50 MW puede ser una opción más útil que los ciclos combinados ya que el rendimiento del ciclo es mayor y produce un mayor trabajo específico bajo ciertas condiciones. Uno de los inconvenientes que posee la inyección de vapor es el consumo de agua y las pérdidas de calor latente de vaporización que existe en el gas de escape. En cuanto a la cantidad de agua/vapor que hay que inyectarle para conseguir una reducción adecuada del NOx existen unos límites. La máxima cantidad agua permitida debe ser menor o igual que el 3% del gasto másico de aire y la máxima cantidad de

vapor menor que el 5% del gasto másico de aire.

Si lo que se quiere es conseguir un aumento de potencia, la inyección de vapor debe ser menor o igual que el 15% del gasto de aire. Por otro lado, un aumento de la tasa de inyección de vapor del 5% serían un aumento de las emisiones CO debido a un enfriamiento excesivo de la llama. Este vapor tendría que inyectarse en la zona de dilución de la cámara de combustión. [4]

2.2.1. Ciclo STIG básico.

El compresor es alimentado por el aire atmosférico, el cual se comprime y se lleva a la cámara de combustión de la turbina de gas. El agua, previamente desaireada para evitar problemas mecánicos, es bombeada hasta el *HRSG* ubicado en la zona de los gases de escape. Por el evaporador del *HRSG* circula el agua que va convirtiéndose en vapor dejando impurezas a lo largo de las tuberías de éste. Se realiza un “sangrado” del calderín para poder eliminar impurezas de una fracción de agua y evitar así incrustaciones. Así el vapor se sobrecalienta y se introduce a la cámara de combustión junto al aire comprimido reduciendo así las emisiones de NOx. Se puede utilizar un *HRSG* de doble presión con el vapor de alta presión inyectado en la cámara de combustión y el vapor de baja presión se inyecta aguas abajo de la cámara de combustión en un escalonamiento determinado de la turbina. Las condiciones del agua pueden ser muy específicas y dependen de la cantidad y calidad del agua. Se debe utilizar un agua de gran pureza para que no se formen depósitos en las paredes de los tubos.

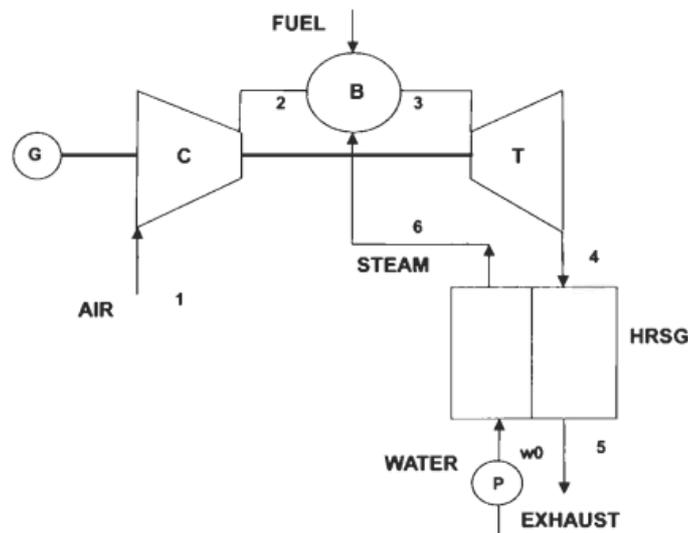


Figura 12. Ciclo STIG [8]

La inyección de vapor supone una reducción de la relación de presión, debido a que se cierra la entrada al estator limitando así la cantidad de aire suministrado a la turbina de gas. El margen de bombeo del compresor limita la cantidad de vapor que se puede agregar. Este margen de bombeo es mayor para las turbinas aeroderivadas debido a que los aerorreactores trabajan en condiciones operativas muy variables.

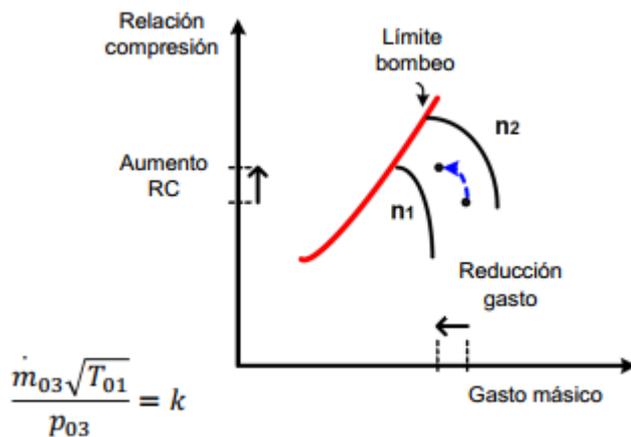


Figura 13. Margen de bombeo de un compresor.[4]

Un factor a considerar es el efecto que tiene sobre la temperatura de combustión. Una turbina de gas la cual no esté diseñada para la inyección de vapor vería consigo una disminución de la temperatura combustión debido al aumento de la concentración de vapor en el fluido de trabajo y modificaría las propiedades termofísicas de los gases que fluyen a través de la turbina. Esta reducción de la temperatura sería complementada con la disminución de la relación de presión. También, la cantidad de vapor a inyectar se ve afectada por las condiciones mecánicas, es decir, la potencia máxima que puede desarrollar una turbina juega un papel fundamental estableciendo unos límites estructurales a la turbina.[5]

Lloyd concluyó que el rendimiento máximo es alcanzado cuando la temperatura del vapor sobrecalentado es máxima y el *pinch point* es mínimo. En la siguiente figura se muestra la evolución de la temperatura por el paso del HRSG.

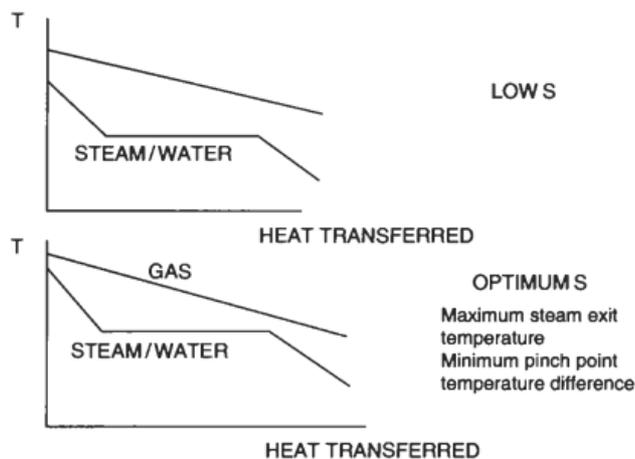


Figura 14. Temperatura frente a calor transferido para distintas relaciones vapor/aire.[8]

En la Figura 14 se observa cómo al añadir vapor la evolución de la temperatura con el calor transferido por el HRSG es más pronunciada y consiguiendo así un *pinch point* menor.

2.2.2. Ciclo STIG con recuperador.

Se introduce aire en condiciones ambientales al compresor mientras éste va descargando al recuperador. La inyección de agua en la corriente de aire del recuperador debe ser desionizada para evitar problemas de incrustaciones en las paredes de los tubos de éste. Se pueden utilizar diversos puntos de inyección, de modo que se mezcle el aire con el agua. Un método utilizado es la inyección de una niebla fina, más conocida como *fogging*. La niebla tiene unas propiedades termodinámicas iguales al agua líquida y puede ser evaporada como una mezcla de aire – niebla mediante un recuperador, aumentando la diferencia de la temperatura del gas de escape y la temperatura de la mezcla, disminuyendo consigo el tamaño del recuperador. El aire húmedo abandona el recuperador entrando en la cámara de combustión permitiendo que en dicha cámara se reduzcan más las emisiones de NOx si se compara con un ciclo STIG básico.

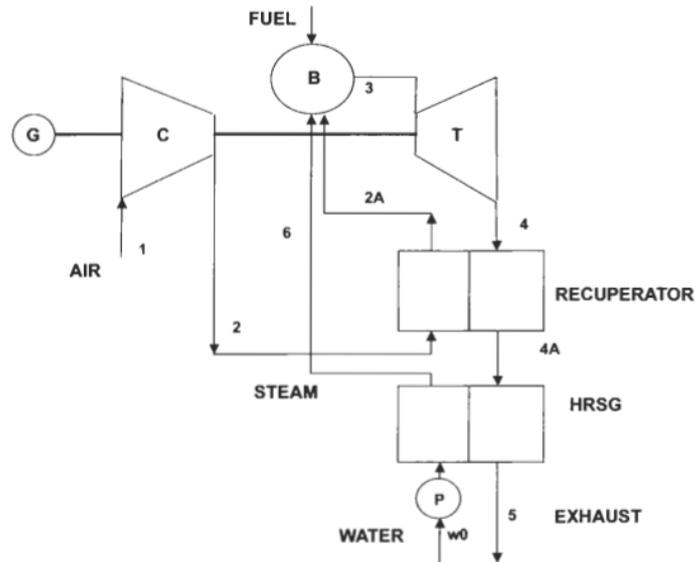


Figura 15. Ciclo STIG con recuperador adicional.[8]

Comparación con el ciclo STIG básico.

- La relación agua/vapor debe ser menor.
- La energía liberada en la turbina es menor debido a que se utiliza para evaporar el agua y precalentar la combustión.

2.2.3. Desarrollos en el ciclo STIG.

Los ciclos STIG se han estudiados diferentes modificaciones todas con el mismo objetivo de un aumento de potencia y reducción de emisiones contaminantes. A continuación, se mostrarán algunas modificaciones de este ciclo:

1.- Ciclo ISTIG (*Intercooled Steam Injection Cycle*): se añade un intercambiador que enfríe el aire comprimido y lo vuelva a introducir de nuevo en el compresor, reduciendo así el trabajo consumido por este. Por el intercambiador pasa agua que es alimentada luego a la bomba de alimentación de la HRSG. En este ciclo se consigue un aumento del trabajo producido por la turbina.

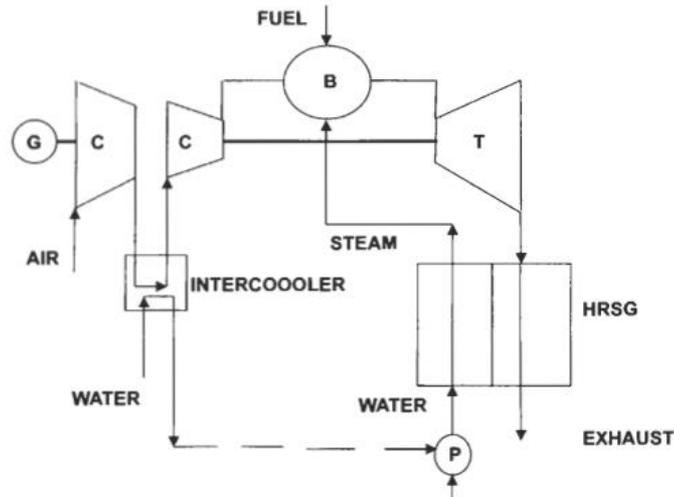


Figura 16. Ciclo ISTIG[8]

2.- Ciclo STIG combinado: el vapor se produce a dos presiones en el *HRSG*: el vapor sobrecalentado de más presión se expande en una turbina de vapor antes de la inyección de aire de descarga del compresor. Luego, se inyecta vapor a baja presión en la cámara de combustión. El rendimiento alcanzado en este ciclo es ~ 50%, alcanzando actualmente los ciclos combinados un rendimiento ~ 60%.

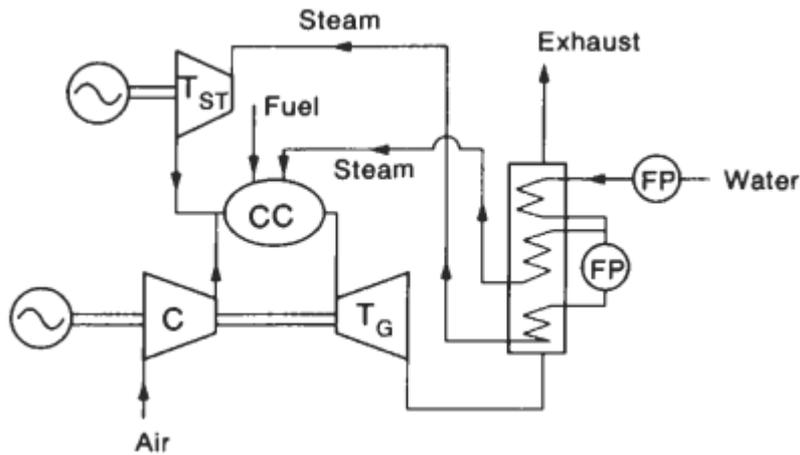


Figura 17. Ciclo STIG combinado. [8].

3.- Ciclo STIG FAST: es una modificación del ciclo combinado. En este se introduce el vapor después de la expansión de la turbina de vapor y el posterior recalentamiento en el *HRSG*. Este ciclo incluye recalentamiento, dejando que el vapor salga de la turbina de vapor antes de una segunda expansión en la turbina de gas, pero no se produce la condensación del vapor y no existe recirculación de agua.

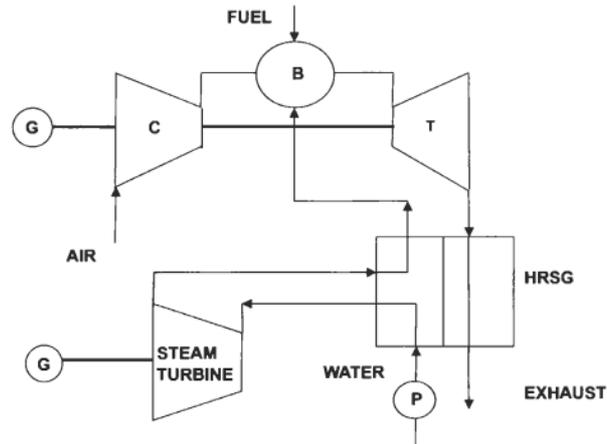


Figura 18. Ciclo FAST STIG[8]

2.3. EGT.

2.3.1. Descripción del ciclo.

En el ciclo de la turbina de gas evaporativo se utiliza el calor de escape de la turbina para evaporar el agua en la corriente de aire comprimido entre el compresor y el recuperador. El agua y el aire comprimido están en contracorriente en la torre de humidificación, lo que hace que el agua se evapore. Está compuesto por un compresor, una cámara de combustión, una turbina y un intercambiador de calor. La temperatura del aire humidificado variará bruscamente y la adición de agua aumenta el caudal de gases de entrada a la turbina produciendo una mayor potencia neta, con ayuda de la disminución de la temperatura de los gases de escape. A continuación, en la Figura 19 se muestra un esquema típico de un ciclo de gas evaporativo.

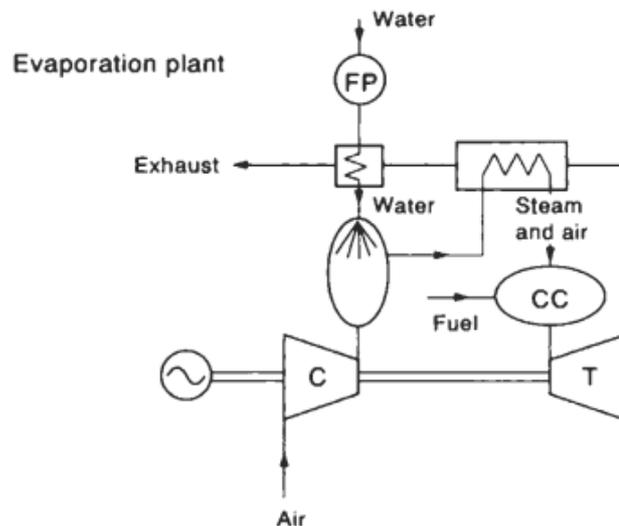


Figura 19. Ciclo evaporativo.[8]

En la Figura 20, se representa la evolución del fluido a través de la turbina de gas de manera ideal y real.

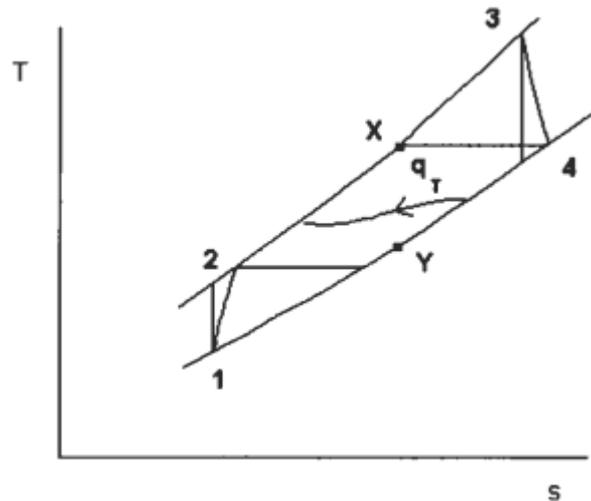


Figura 20. Diagrama T-S ciclo evaporativo.[8]

2.3.2. Desarrollos del ciclo evaporativo.

A lo largo del siglo XX se han propuesto numerosas modificaciones del ciclo evaporativo con inyección de agua, donde esencialmente se ha partido del caso base de la Figura 19. En este apartado se mostrarán los diferentes ciclos evaporativos más importantes.

1.- Ciclo RWI (*Regenerative Water-Injected*).

El análisis termodinámico de los ciclos RWI muestran que para turbinas aeroderivadas con una relación de compresión 16 a 20 pueden alcanzar un rendimiento térmico del 45%. El diseño de mejora de la turbina se lleva a cabo bajo las hipótesis de que el compresor no cambia y el estator de los dos primeros escalonamientos de la turbina de alta presión está parcialmente abierto para la adaptación de gasto másico producido con agua inyectada. En cuanto a la geometría, los álabes del estator y rotor no cambian en dicha modificación, tanto que los ángulos de incidencia de la entrada del rotor limitan la cantidad de agua inyectada por unidad de aire.

Las consideraciones que se tienen en cuenta para este ciclo fueron dos principales:

- El diseño de un nuevo motor de turbina de gas no es económicamente viable para obtener los resultados deseados.
- La mejora de la turbina de gas se puede conseguir con una sustitución limitada de ciertos equipos, como el generador de gas.

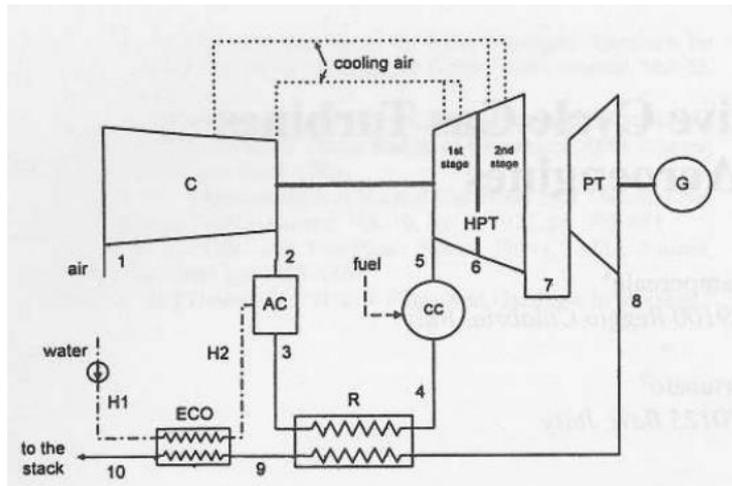


Figura 21. Ciclo RWI [9]

El agua es inyectada en el aftercooler (AC) aguas abajo del compresor. La mezcla de aire y agua es luego calentada en el intercambiador de calor (R) antes de entrar en la cámara de combustión (CC). El agua antes de ser llevada al aftercooler es precalentada en el economizador (ECO). La adición de agua al aire produce un aumento del gasto másico entrante a la turbina y de la potencia mientras que la potencia absorbida por el compresor permanece constante.

Analizando termodinámicamente el ciclo de la Figura 21, las entropías son calculadas a través de la presión parcial de cada componente. A la entrada de la cámara de combustión, el gasto másico se considera una mezcla de aire y vapor, consecuente de la evaporación del agua.

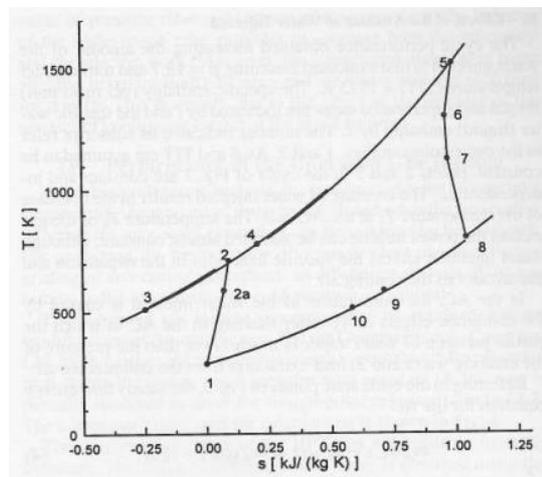


Figura 22. Diagrama T-S del ciclo RWI.[9]

2.- Ciclo HAT (Humidified Air Turbine).

El desarrollo del ciclo HAT tenía como objetivo tener las ventajas del ciclo combinado en términos de alta eficiencia, pero buscando tener un bajo costo con la necesidad de eliminar componentes caros, como la turbina de vapor y el condensador. Como en los otros ciclos, una cantidad de aire es sustituida por vapor de agua, pero en el ciclo HAT el agua se introduce en el sistema por evaporación a baja temperatura.

La evaporación del agua en el aire comprimido se consigue utilizando calor a baja temperatura (recuperado en un intercooler situado entre el compresor de alta y baja presión y un economizador ubicado aguas abajo en un recuperador) en una columna de humidificación en etapas múltiples en contracorriente. Este proceso es conseguido debido a que el agua en presencia del aire se evapora en función de la presión parcial del componente mayoritario. A continuación, en la Figura 23. se muestra un esquema del ciclo HAT: el aire a condiciones ambiente entra al compresor donde descarga en el intercooler (situado entre el compresor de alta y baja presión). El intercooler puede ser diseñado con una bobina para calentar el agua de fondo del humidificador o con tres bobinas. El aire de descarga del compresor de alta presión se enfría a través del aftercooler y posteriormente es

introducido en el humidificador para ser enfriado a contracorriente con el agua caliente. La función principal del aftercooled es reducir las irreversibilidades internas para poder transferir el calor de la corriente de aire utilizando el agua como fluido caloportador y una fracción de ésta debe ser “sangrada” para la eliminación de sólidos disueltos.

Por otro lado, el gas de escape de la turbina es conducido al recuperador donde proporciona calor al aire húmedo, mientras que el economizador ubicado aguas abajo del recuperador, obtiene el calor a baja temperatura que queda en el gas de escape precalentando el agua circulante del humidificador.[5]

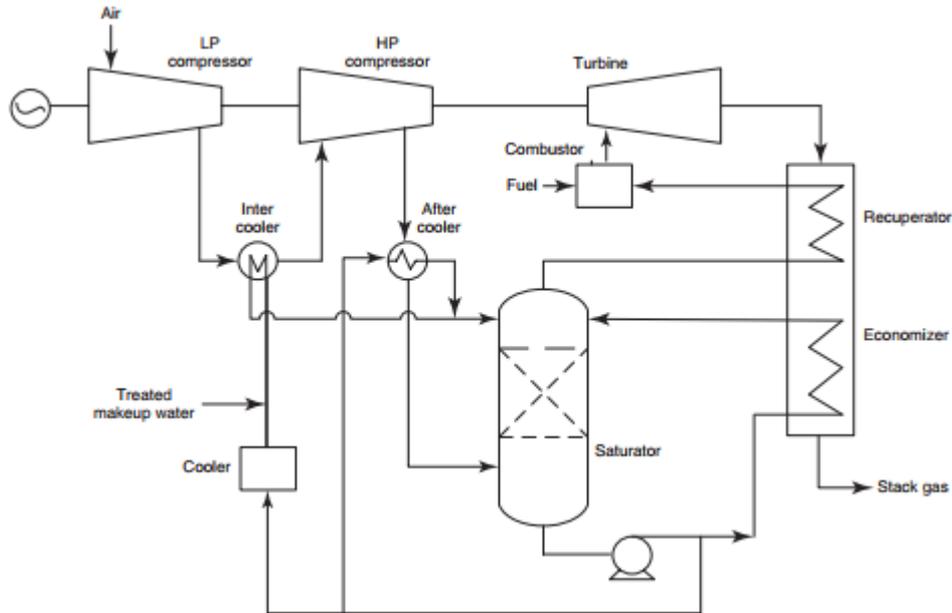


Figura 23. Ciclo HAT.[5]

3.- Ciclo REVAP (Regenerative EVAPoration)

Este ciclo está desarrollado por De Ruyck y resultar ser parecido al ciclo anterior con la diferencia en que en este no existe una torre de saturación. Previamente para la explicación de este ciclo se partirá del siguiente esquema:

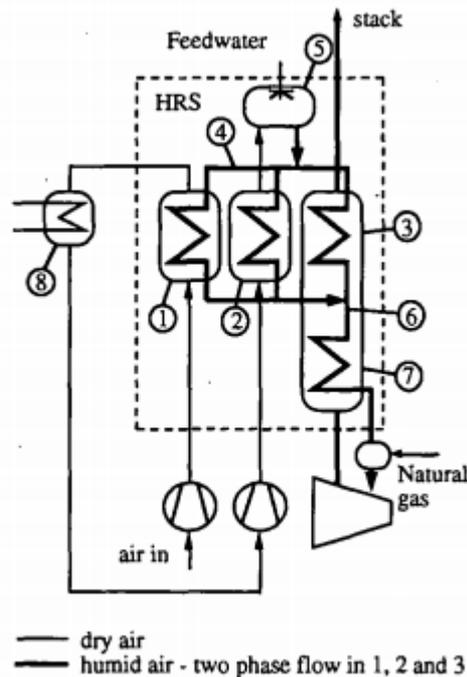


Figura 24. Ciclo REVAP [10]

El calor del sistema se recupera de tres corrientes de vapor: del intercooler (1), del aftercooler (2) y del economizador (3). Este calor es transferido a la salida del aftercooler (4). Para compensar la capacidad térmica se inyecta agua (5) que se evapora a medida que aumenta la temperatura. En el recuperador (6) toda el agua es evaporada y el aire no está saturado. El calor del escape se utiliza para calentar el aire comprimido húmedo antes de la combustión (7). El agua puede ser precalentada en la salida del intercooler y del aftercooler. En el ciclo REVAP se utilizan intercambiadores de calor de gas/gas en vez de una torre de saturación en combinación con un intercambiador agua/gas. Todos los ciclos de evaporación necesitan calentar el aire comprimido antes de entrar a la cámara de combustión, requiriendo así un intercambiador de calor. En dicho ciclo, intercambia calor los gases calientes y fríos, de hecho, ocurre más directamente que en el ciclo HAT, donde el agua se usa como fluido caloportador. El rendimiento del ciclo REVAP es algo menor que la del ciclo HAT. [10]

4.- Ciclo CHAT (Cascaded Humidified Advanced Turbine)

Este ciclo es una modificación del ciclo HAT propuesta por Nakhamkin y fue ideado por las necesidades de unas altas relaciones de presión en los ciclos húmedos. Nakhamkin propuso el recalentamiento intermedio entre las turbinas de alta y baja presión. En comparación con otros ciclos combinados, los ciclos CHAT ofrecen emisiones y costos específicos más bajos, en torno a un 20 %.

El proceso que sufre el fluido comienza en el compresor de baja presión, dónde se aspira el aire ambiental a través de sus filtros. Esta corriente es dirigida a un intercooler intermedio enfriado por agua y luego entra al compresor de media presión en el segundo eje. El aire, una vez sale que sale de este, se dirige hacia un segundo intercooler donde posteriormente entra al compresor de alta presión. Antes de entrar en el saturador es comprimido hasta la presión máxima del sistema, donde la corriente de aire se humedece y precalienta a través de un intercambiador de calor. Desde el saturador entra al HRSG para realizar un precalentamiento adicional usando el calor de la turbina y luego entra a la cámara de combustión de alta presión. El combustible es añadido y los gases de combustión se expande en la turbina de alta presión antes de ser enviado a la cámara de combustión de baja presión. Se aumenta la temperatura del flujo a su valor de diseño y se expande en la turbina de baja presión, pasando los gases de escape por el HRSG y saliendo al ambiente.[11]

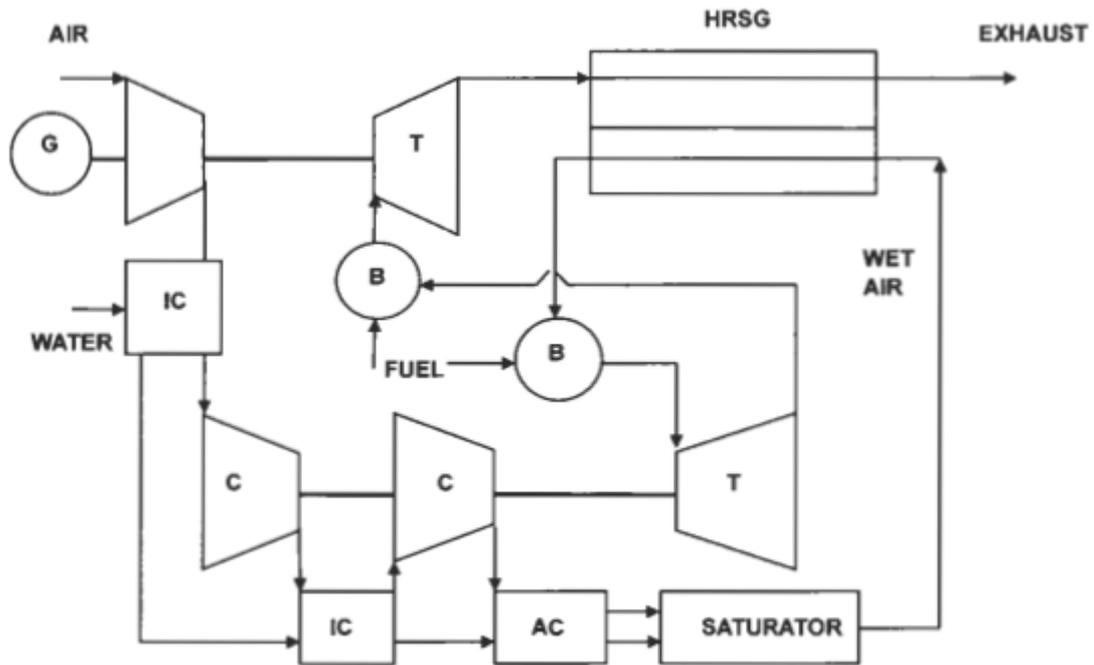


Figura 25. Ciclo CHAT [8]

5.- Ciclo TOPHAT (TOP Humidified Air Turbine).

El ciclo TOPHAT se caracteriza por la compresión isotérmica en lugar de adiabática, esto se consigue inyectando agua continuamente en el compresor con la consecuencia de un menor trabajo de compresión. El agua debe ser gotas finísimas si se va a evaporar durante el tiempo de residencia (~1-10 milisegundos).

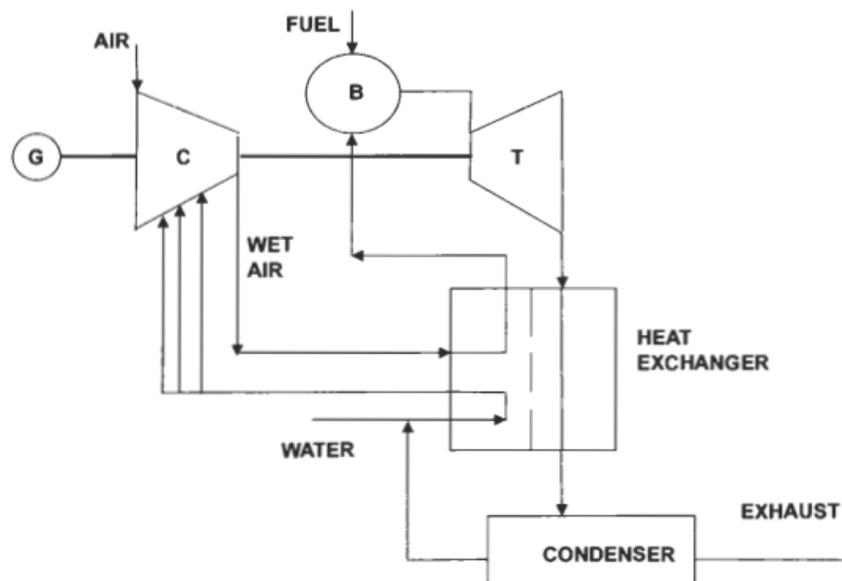


Figura 26. Ciclo TOPHAT.[8]

3. MODELO EES

En este apartado se estudiará el modelo LM6000 PC de la multinacional General Electric diseñado en 1997. Se hará uso del software *Engineering Equation Solver* para su estudio. El LM6000 PC es una turbina aeroderivada con una flexibilidad para trabajar en potencias mayores de 40 MW con una eficiencia del 42% en condiciones ISO. Con opciones, esta potencia puede ser aumentada hasta los 50 MW de potencia nominal. Esta turbina tiene una gran capacidad para operar con distintos combustibles como gas natural, GLP, isopentano, pentanol, etanol, etcétera. Las principales características de estas turbinas son su gran fiabilidad y alta relación potencia/peso contando con un arranque bastante rápido de aproximadamente 5 minutos.

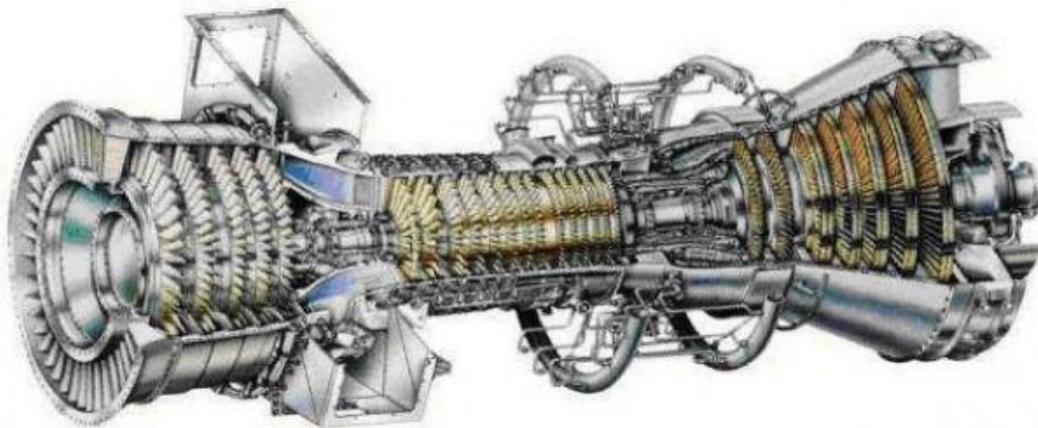


Figura 27. LM6000-PC (General Electric)

La turbina LM6000-PC está montado en dos ejes compuesta por:

- Un compresor de baja presión con 5 escalonamientos.
- Un compresor de alta presión con 14 escalonamientos.
- Una turbina de alta presión con 2 escalonamientos.
- Una turbina de baja presión con 5 escalonamientos.

Para el estudio analítico se realizará la comparación del ciclo simple con el ciclo húmedo si se le realizase las modificaciones oportunas. Se mostrará diversas gráficas para tener una visualización mejor de dicha comparación. Para poder realizar esta modificación General Electric vende esta incorporación como un sistema de inyección de agua para la reducción de NO_x, que trae consigo ciertas ventajas aparte de la mencionada. Este sistema reduce las emisiones de NO_x a 25 ppm si el combustible es gas o a 42 ppm si el combustible es líquido. Se consigue una mayor potencia manteniendo las emisiones y se obtiene una temperatura de la llama más reducida. En cuanto al suministro de agua se requiere una cantidad de 31 a 70 GPM (dependiendo del motor o tipo de combustible) de agua desmineralizada filtrada a 20 micras.[12]

La relación de compresión es, por lo general, 29:1 (2,4:1 para baja presión y 12:1 para alta presión) pero aquí se estudiará para valores distintos en torno a ese.

Los datos proporcionados por el fabricante en condiciones ISO son las siguientes:

50/60 Hz	LM6000PC
Potencia Neta (MW)	45
Neat Heat Rate (kJ/kWh)	9127
Rendimiento ciclo (%)	39,4
Temperatura escape (°C)	440
Gasto másico (kg/s)	130

Tabla 1. Especificaciones LM6000-PC [1]

Para reconstruir el ciclo termodinámico y obtener los datos no proporcionados por el fabricante se asume los siguientes datos proporcionados de diversas fuentes[13]:

P_1 (bar)	1
T_1 (K)	288,15
PCI (MJ/kg)	50
r_{c1}	$r_c \cdot 12/145$
r_{c2}	$r_{c2} = r_c/r_{c1}$
η_c	0,905
η_t	0,9
η_{cc}	0,98

Tabla 2. Datos asumidos para el estudio del LM6000-PC [13]

Con los datos de la Tabla 2 se procederá al cálculo del ciclo simple de la turbina LM6000-PC. Posteriormente, se le realizará ciertas modificaciones adaptándolas para el modelo STIG.

3.1. Modelo simple.

El esquema de la turbina de gas LM6000-PC es el que se muestra a continuación:

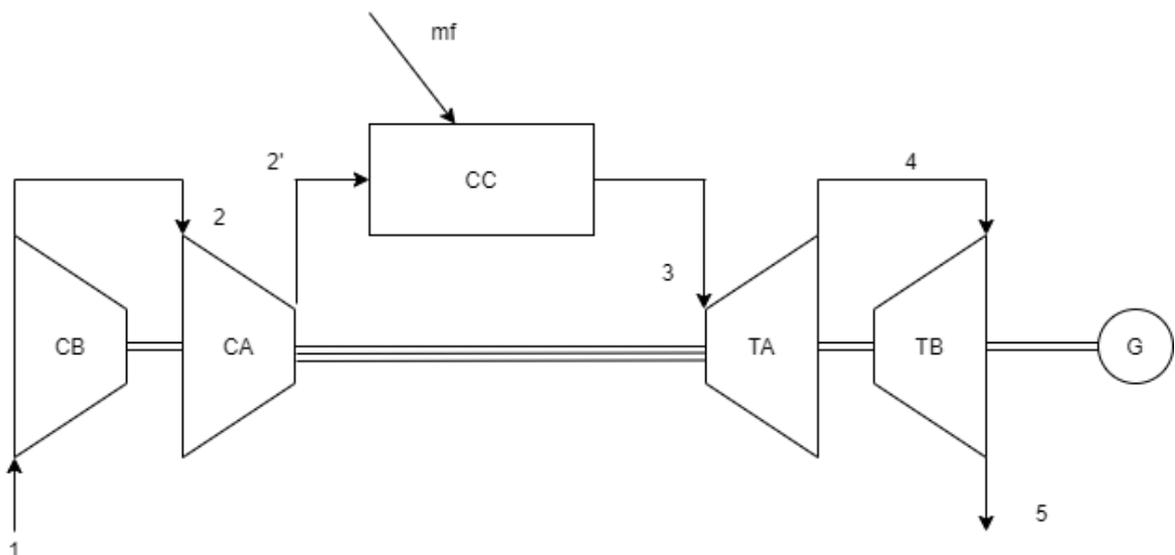


Figura 28. Esquema del modelo simple LM6000-PC

Se analizará cada componente individualmente mediante ecuaciones que lo definan. Los compresores se suponen con un mismo rendimiento y las turbinas poseen otro mismo rendimiento.

Compresor de baja presión

El compresor de baja presión está compuesto por 5 escalonamientos y posee menor relación de compresión que el de alta. El aire aspirado por el compresor no es del todo seco, el cuál contiene una cierta de humedad que en este caso será calculada por las condiciones ISO (15°C, 60% HR, 1,013 bar). Con la expresión del rendimiento politrópico se podrá obtener la temperatura de salida de compresor T_2 :

$$\eta_c = \frac{\ln(r_{c1})}{\int_{T_1}^{T_2} \frac{C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}}}{(R_{aire} + R_{water} \cdot x_{water}) \cdot T} dT}$$

- r_{c1} : relación de compresión
- $C_{p_{aire}}$: Calor específico del aire [kJ/kg·K]
- $C_{p_{water}}$: Calor específico del agua [kJ/kg·K]
- R_{aire} : Constante de gas ideal del aire: 0,2881 [kJ/kg·K]
- R_{water} : Constante de gas ideal del agua: 0,4615 [kJ/kg·K]
- x_{water} : Humedad absoluta del aire a condiciones ISO: [kg h2o/kg aire]
- T_1 : Temperatura de entrada al compresor [K]
- T_2 : Temperatura de descarga del compresor [K]

El trabajo específico del compresor de baja presión en kJ/kg es:

$$W_{cb} = \int_{T_1}^{T_2} (C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}}) dT$$

Compresor de alta presión

El compresor de alta presión está compuesto por 14 escalonamientos y posee una mayor relación de compresión. Al igual que el caso anterior, a través del rendimiento politrópico se obtendrá la temperatura de salida del compresor de alta presión:

$$\eta_c = \frac{\ln(r_{c2})}{\int_{T_2}^{T_{2p}} \frac{C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}}}{(R_{aire} + R_{water} \cdot x_{water}) \cdot T} dT}$$

- r_{c2} : relación de compresión
- T_{2p} : Temperatura de descarga del compresor [K]

El trabajo específico del compresor de alta presión será:

$$W_{ca} = \int_{T_2}^{T_{2p}} (C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}}) dT$$

Cámara de combustión

La cámara de combustión del LM6000-PC es de tipo anular, esto quiere decir que todos los inyectores comparten el mismo tubo de llama y camisa. Cuenta con un total de 30 inyectores reemplazables y la pérdida de carga en este tipo de cámaras está aproximadamente en un 4-5 %. El combustible usado en este caso será metano (CH_4) y la relación combustible/aire vendrá dada por:

$$x_{ch_4} = \frac{\int_{T_{2p}}^{T_3} (C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}}) dT}{PCI - \int_{T_1}^{T_3} C_{p_{ch_4}} dT}$$

- PCI : Poder calorífico del metano [kJ/kg]
- $C_{p_{ch_4}}$: Calor específico del metano [kJ/kg·K]
- T_3 : temperatura de salida de combustión [K]

Siendo el calor aportado por el combustible:

$$Q_{cc} = x_{ch_4} \cdot PCI \cdot \eta_{cc}$$

El caudal de gases de escape es el proporcionado por el catálogo con el que se podrá obtener la cantidad de aire seco que le entra a la turbina de gas.

$$\dot{m}_{dry} = \frac{\dot{m}_{esc}}{1 + x_{water} + x_{ch_4}}$$

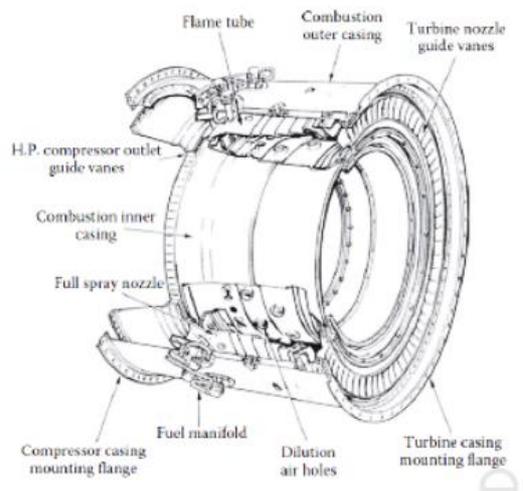


Figura 29. Cámara combustión anular.[14]

Turbina de alta presión

La temperatura de entrada a la turbina de alta presión será variada para observar cómo afecta a las prestaciones del ciclo. Con la expresión del rendimiento politrópico se obtendrá la temperatura de salida de la turbina:

$$\eta_t = \frac{\int_{T_4}^{T_3} \frac{C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}} + x_{ch_4} \cdot C_{p_{ch_4}}}{(R_{aire} + R_{water} \cdot x_{water} + R_{ch_4} \cdot x_{ch_4}) \cdot T} dT}{\ln(r_{exp1})}$$

- r_{exp1} : relación de expansión.

El trabajo específico producido por la turbina de alta presión será:

$$W_{ta} = \int_{T_4}^{T_3} (C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}} + x_{ch_4} \cdot C_{p_{ch_4}}) dT$$

Balance de potencias en el eje de alta:

$$(1 + x_{water}) \cdot h_2 + \eta_{mec} \cdot (1 + x_{ch_4} + x_{vapor}) \cdot h_3 = (1 + x_{water}) \cdot h_{2p} + \eta_{mec} \cdot (1 + x_{vapor} + x_{ch_4}) \cdot h_4$$

Turbina de baja presión

Esta turbina producirá más potencia que la primera al poseer una mayor cantidad de escalonamientos. Al igual que en el caso anterior, mediante la expresión de rendimiento politrópico se obtendrá la temperatura de descarga al ambiente:

$$\eta_t = \frac{\int_{T_5}^{T_4} \frac{C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}} + x_{ch_4} \cdot C_{p_{ch_4}}}{(R_{aire} + R_{water} \cdot x_{water} + R_{ch_4} \cdot x_{ch_4}) \cdot T} dT}{\ln(r_{exp2})}$$

r_{exp2} : relación de expansión (se ha considerado $r_{exp2} = r_{exp}/r_{exp1}$). El trabajo de expansión producido por la turbina de baja presión será:

$$W_{tb} = \int_{T_5}^{T_4} (C_{p_{aire}} + x_{water} \cdot C_{p_{water}} + x_{ch_4} \cdot C_{p_{ch_4}}) dT$$

3.2. Modelo STIG.

En este apartado se considerará la turbina de gas LM6000-PC con la incorporación del sistema de inyección de agua. Para ello, en la Figura 30 se muestra un esquema del diseño de este modelo STIG.

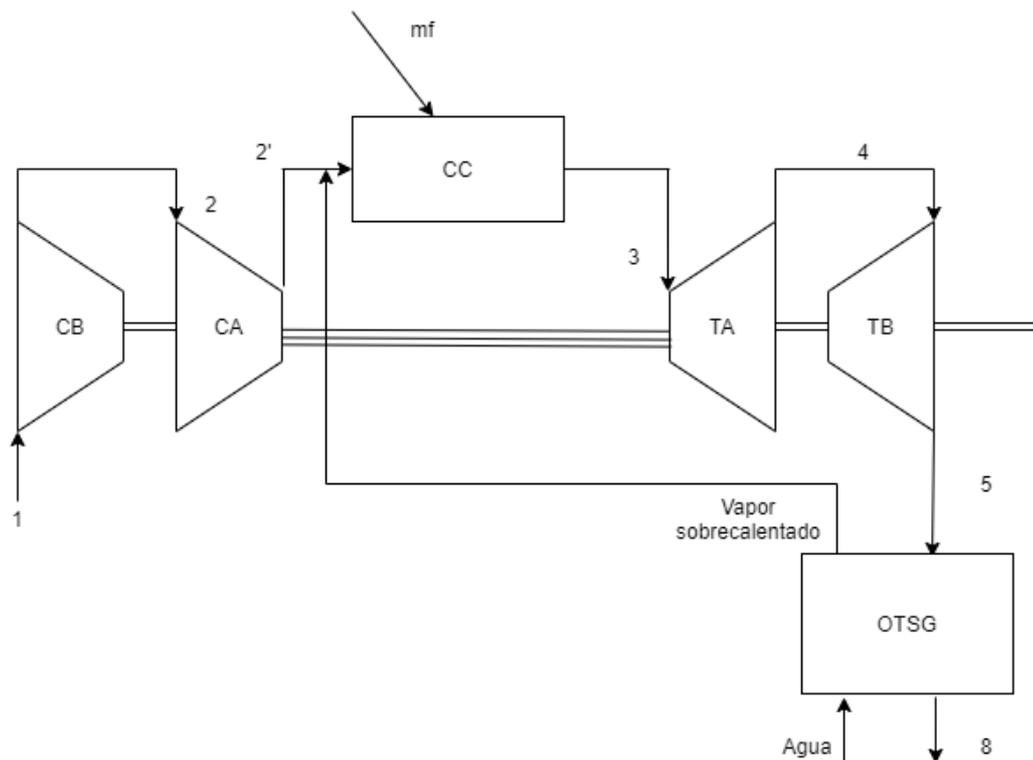


Figura 30. Esquema del modelo STIG LM6000-PC

Ahora el caudal de gases, $\dot{m}_{esc_{stig}} = \dot{m}_{esc}$ que sale por el punto 3 estará compuesto por aire, combustible y vapor. La fracción de vapor sobrecalentado será denominada con “ x_{vapor} ” y tiene unos valores límites ya explicados en el apartado 2.2. La relación de compresión de los compresores se ha tomado de la Tabla 2.

Seguiremos el mismo guión que el apartado anterior para explicar los distintos procesos en el ciclo.

Compresor de baja presión

El trabajo específico del compresor y el rendimiento politrópico no varían con respecto al ciclo simple. Por tanto, serán iguales pero la potencia absorbida no ya que el gasto másico de aire seco no.

$$W_{cb_{stig}} = W_{cb}$$

Compresor de alta presión

Al igual que en el caso anterior, también serán iguales el trabajo específico y rendimiento politrópico.

$$W_{ca_{stig}} = W_{ca}$$

Cámara de combustión

En la cámara de combustión se inyecta el vapor sobrecalentado mezclado con el fuel y el aire procedente del compresor.

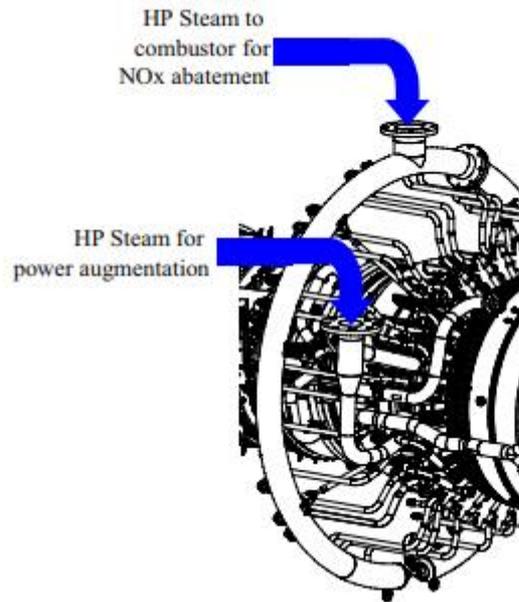


Figura 31. Sistema de inyección de vapor. [15]

Para calcular la relación de combustible / aire se realizará mediante el siguiente balance:

$$(1 + x_{water}) \cdot (h_{2p} - h_{3_{stig}}) + x_{ch4_{stig}} \cdot PCI + x_{vapor} \cdot h_{w4} = x_{vapor} \cdot h_{3_{vapor}}$$

- h_{w4} : Entalpía del vapor sobrecalentado a la entrada de la cámara de combustión
- $h_{3_{vapor}}$: Entalpía del vapor a la salida de la cámara de combustión
- $h_{3_{stig}}$: Entalpía de los gases a la entrada de la turbina de alta presión

El vapor se introduce a la temperatura correspondiente a la presión de entrada a la cámara combustión con un título de vapor igual a la unidad. Luego, la cantidad de aire seco que se introduce es la siguiente:

$$\dot{m}_{dry_{stig}} = \frac{\dot{m}_{esc_{stig}}}{1 + x_{water} + x_{ch4_{stig}}} - \dot{m}_{vapor}$$

Turbina de alta presión

Con la expresión del rendimiento politrópico se calculará la entalpía de salida de la turbina de alta presión:

$$\eta_t = \frac{(1 + x_{water} + x_{ch4stg}) \cdot (h_{3stg} - h_{4stg}) - x_{vapor} \cdot (h_{3vapor} - h_{4vapor})}{(1 + x_{water} + x_{ch4stg}) \cdot (h_{3stg} - h_{4stg}) - x_{vapor} \cdot (h_{3vapor} - h_{4svapor})}$$

En el trabajo específico de la turbina de alta presión habrá que incorporar la adición de vapor:

$$W_{ta_{stg}} = (1 + x_{water} + x_{ch4stg}) \cdot (h_{3stg} - h_{4stg}) + x_{vapor} \cdot (h_{3vapor} - h_{4vapor})$$

- h_{4stg} : Entalpía de los gases a la salida de la turbina de alta presión
- $h_{4s_{stg}}$: Entalpía isentrópica de los gases a la salida de la turbina de alta presión
- h_{3vapor} : Entalpía del vapor a la entrada de la turbina de alta presión
- h_{4vapor} : Entalpía del vapor a la salida de la turbina de alta presión
- $h_{4s_{vapor}}$: Entalpía isentrópica del vapor a la salida de la turbina de alta presión

Turbina de baja presión

De la misma forma que en el caso anterior, obtenemos la temperatura de salida de la turbina de baja presión:

$$\eta_t = \frac{(1 + x_{water} + x_{ch4stg}) \cdot (h_{4stg} - h_{5stg}) + x_{vapor} \cdot (h_{4vapor} - h_{5vapor})}{(1 + x_{water} + x_{ch4stg}) \cdot (h_{4stg} - h_{5s_{stg}}) + x_{vapor} \cdot (h_{4vapor} - h_{5s_{vapor}})}$$

- h_{5stg} : Entalpía de los gases a la salida de la turbina de baja presión
- $h_{5s_{stg}}$: Entalpía isentrópica de los gases a la salida de la turbina de baja presión
- h_{5vapor} : Entalpía del vapor a la salida de la turbina de baja presión
- $h_{5s_{vapor}}$: Entalpía isentrópica del vapor a la salida de la turbina de baja presión

El trabajo específico producido por la turbina es al igual que en el caso anterior:

$$W_{tb_{stg}} = (1 + x_{water} + x_{ch4stg}) \cdot (h_{4stg} - h_{5stg}) + x_{vapor} \cdot (h_{4vapor} - h_{5vapor})$$

Caldera de recuperación de paso único (OTSG)

Para recuperar la energía liberada por la turbina de gas se emplea una caldera de recuperación de paso único (Once Through Heat Recovery Steam Generators, en inglés) en la cual está compuesta por tres elementos principales: el economizador, el evaporador y el sobrecalentador.

En el economizador se introduce el agua de alimentación a una presión superior a la de salida del compresor de alta presión donde intercambian calor con los gases de escape y evitando cambios bruscos de temperatura en la entrada del agua. Luego, en el evaporador se aprovecha el calor de los gases de escape de temperatura intermedia para evaporar el agua de salida del economizador. La circulación a través de estos puede ser forzada (con la utilización de bombas de circulación) o natural (por cambios de presión del fluido).

Posteriormente, una vez todo el líquido saturado convertido en vapor saturado pasa por el sobrecalentador donde intercambia calor con los gases de salida de la turbina y son los más calientes. Este vapor debe ser muy puro y está listo para ser enviado a la salida del compresor de alta para ser mezclado con el aire comprimido y el

combustible.

Los parámetros más importantes para estudiar en una caldera de recuperación son los siguientes:

- Pinch Point: es la diferencia de temperatura a la entrada del evaporador y oscila entre 11-28 °C. Un valor bajo del pinch point supone un rendimiento alto, pero aumenta el costo de la instalación.
- Approach Point: es la diferencia de temperatura del agua que abandona el economizador y la de saturación. Un valor aproximado es de 3 K.
- Temperatura de aproximación del sobrecalentador: es la diferencia de temperatura de salida del vapor y la de los gases de escape. Oscila entre 15 y 28 °C.

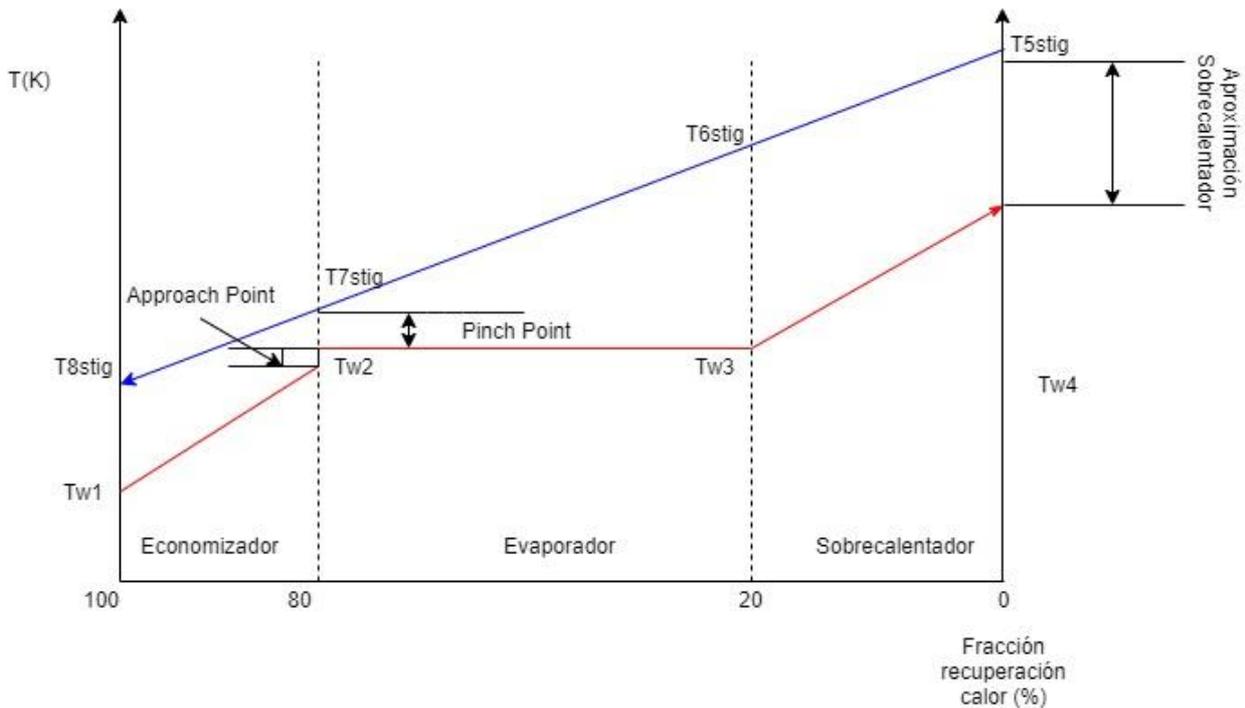


Figura 32. Perfil de temperaturas en una caldera de recuperación.

Para calcular las temperaturas de los gases y las del vapor se realizará mediante los calores intercambiados en cada elemento:

Lado de los gases

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{dry_{stig}} \cdot (1 + x_{water} + x_{ch4_{stig}}) \cdot (h_{7_{stig}} - h_{8_{stig}}) + \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{7_{vapor}} - h_{8_{vapor}})$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{dry_{stig}} \cdot (1 + x_{water} + x_{ch4_{stig}}) \cdot (h_{6_{stig}} - h_{7_{stig}}) + \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{6_{vapor}} - h_{7_{vapor}})$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{dry_{stig}} \cdot (1 + x_{water} + x_{ch4_{stig}}) \cdot (h_{5_{stig}} - h_{6_{stig}}) + \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{5_{vapor}} - h_{6_{vapor}})$$

Lado del agua

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{w2} - h_{w1})$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{w3} - h_{w2})$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{w4} - h_{w3})$$

4. INTERFAZ DEL SOFTWARE

En el software EES se ha dividido la interfaz en dos secciones:

- Una primera sección de datos a introducir (“Input Section”).
- Una segunda sección de resultados (“Output Section”).

Luego, la primera sección se divide en tres subsecciones en las cuales aparece: las condiciones ambientales, los datos del catálogo del fabricante y, por último, las suposiciones realizadas.

4.1 Input Section

Condiciones Ambientales	Catálogo (Simple)	Suposiciones	
Temperatura (K) $T_1 = 288,2$	Caudal escape (kg/s) $m_{esc, stig} = 129$	$perdida_{compresor} = 0,004$	$R_{ch4} = 0,5183$
Presión (bar) $p_{amb} = 1,013$	T escape (K) 824	$r_c = 26,1$	$R_{aire} = 0,2881$
Hum Relativa (-) $rh_1 = 0,6$	$\eta_{GT} (%) = 39,4$	$\eta_{cc} = 0,96$	$R_{water} = 0,4615$
	Heat _{rate} (kJ/kwh) 9127	$\eta_c = 0,905$	$x_{vapor} = 0,1036$
	Potencia neta (MW) 45/50*	$\eta_t = 0,9149$	
		$\eta_{mech} = 1$	
		$\eta_{elec} = 0,986$	
		$T_3 = 1373$	
		PCI = 50000	
		$e_{cc} = 0,065$	

Figura 33. Input Section

Condiciones ambientales

Los datos para introducir son la temperatura del aire (en kelvin), la presión (en bar) y la humedad relativa (-).

Catálogo

El fabricante proporcionará los cinco datos de la turbina de gas con un ciclo simple. Estos datos son: el caudal de escape (en kg/s), la temperatura de salida de la turbina (en kelvin), el rendimiento térmico (%), el *heat rate* (kJ/kWh) y la potencia eléctrica neta (en MW).

Suposiciones

Se supondrán los siguientes datos para realizar el cálculo de los parámetros:

- Pérdida de compresor: es la pérdida debida al filtro del compresor.

- R_c : relación de compresión de la turbina de gas.
- η_{cc} : rendimiento de la cámara de combustión.
- η_c : rendimiento del compresor.
- η_t : rendimiento de la turbina.
- η_{mech} : rendimiento mecánico
- η_{elec} : rendimiento eléctrico
- T_3 : temperatura de combustión (K)
- PCI: poder calorífico inferior del combustible (MJ/kg)
- e_{cc} : pérdida de carga en la cámara de combustión
- R_{water} : constante gas ideal del agua (kJ/kgK)
- R_{ch4} : constante gas ideal del metano (kJ/kgK)
- R_{aire} : constante gas ideal del aire (kJ/kgK)
- X_{vapor} : fracción de vapor (-)

4.2 Output Section

Output Section									
Temperatura (K)	Presión (bar)	Temperatura _{vapor} (K)	η	Gasto másico (kg/s)	Trabajo (kJ/kg)	Potencia (kW)	Entalpia (kJ/kg)	Entalpia _{vapor} (kJ/kg)	
$T_1 = 288,2$	$p_1 = 1,009$	$T_{w1} = 308,2$	$\eta_{termico, stig} = 0,5557$	$m_{f, stig} = 1,915$	$W_{ca, stig} = 80,86$	$Pot_{ca, stig} = 9258$	$h_1 = 288,6$	$h_{w1} = 149,5$	
$T_2 = 366,5$	$p_2 = 2,179$	$T_{w2} = 507,7$	$heat_{rate, stig} = 6478$	$m_{esc, stig} = 129$	$W_{cb, stig} = 454,4$	$Pot_{cb, stig} = 52022$	$h_2 = 369,4$	$h_{w2} = 1011$	
$T_{2p} = 794$	$p_{2p} = 26,33$	$T_{w3} = 507,7$		$m_{vapor} = 11,86$	$W_{ta, stig} = 302,5$	$Pot_{ta, stig} = 39017$	$h_{2p} = 823,8$	$h_{w3} = 2803$	
$T_3 = 1373$	$p_3 = 24,62$	$T_{w4} = 774,4$		$m_{dry, stig} = 114,5$	$W_{tb, stig} = 678,9$	$Pot_{tb, stig} = 87581$	$h_{3, stig} = 1483$	$h_{w4} = 3459$	
$T_{4, stig} = 1167$	$p_4 = 11,4$				$W_{total, stig} = 446,1$	$Pot_{elec, stig} = 50364$	$h_{4, stig} = 1239$	$h_{5, vapor} = 1742$	
$T_{5, stig} = 774,4$	$p_5 = 0,9434$					$\dot{Q}_{cc} = 96496$	$h_{5, stig} = 842,4$	$h_{6, vapor} = 1735$	
$T_{6, stig} = 734,9$	$p_{water} = 30,33$					$\dot{Q}_{eco} = 10221$	$h_{6, stig} = 776,7$	$h_{7, vapor} = 2363$	
$T_{7, stig} = 517,6$						$\dot{Q}_{eva} = 21256$	$h_{7, stig} = 531,6$	$h_{8, vapor} = 2096$	
$T_{8, stig} = 459$						$\dot{Q}_{sh} = 7778$	$h_{8, stig} = 471,5$		

Figura 34. Output Section

En la *Output Section* se representa los resultados obtenidos por las ecuaciones impuestas en el apartado 3 “Modelo EES”.

Temperatura (K)

Las temperaturas van desde que entra al compresor de baja presión (T_1) hasta que sale por la chimenea, concretamente, del economizador de la caldera de recuperación (T_{8stig})

Presión (bar)

Las presiones representadas van desde el compresor hasta la salida de la turbina de baja presión (p_5). La presión del agua con la que se alimenta la caldera de recuperación es p_{water} .

Temperatura del vapor (K)

Son las temperaturas que sufre el agua a lo largo de la caldera de recuperación.

- T_{w1} : temperatura de entrada al economizador.
- T_{w2} : temperatura de entrada al evaporador.
- T_{w3} : temperatura de evaporación (igual que T_{w2}).
- T_{w4} : temperatura de salida del sobrecalentador.

Rendimiento y Heat Rate

- $\eta_{\text{termico;stig}}$: es el rendimiento térmico del ciclo STIG
- $\text{Heat}_{\text{rate}}$: es el consumo específico (kJ/kWh), u otra forma de indicar el rendimiento. Se define como la cantidad de energía térmica, para producir un kWh de energía eléctrica.

Gasto másico (kg/s)

- $m_{f;\text{stig}}$: es el gasto másico de combustible.
- $m_{\text{esc;stig}}$: es el gasto másico total que sale de la turbina.
- m_{vapor} : es el gasto másico de vapor.
- $m_{\text{dry;stig}}$: es el gasto másico de aire.

Trabajo (kJ/kg)

- $W_{ca;\text{stig}}$ y $W_{cb;\text{stig}}$: trabajo específico del compresor de alta y baja presión respectivamente.
- $W_{ta;\text{stig}}$ y $W_{tb;\text{stig}}$: trabajo específico de la turbina de alta y baja presión respectivamente.
- $W_{\text{total;stig}}$: trabajo específico total.

Potencia (MW)

- $Pot_{ca;\text{stig}}$ y $Pot_{cb;\text{stig}}$: potencia del compresor de alta y baja presión respectivamente.
- $Pot_{ta;\text{stig}}$ y $Pot_{tb;\text{stig}}$: potencia específico de la turbina de alta y baja presión respectivamente.
- $Pot_{\text{elec;stig}}$: potencia eléctrica neta.
- Q_{cc} : potencia consumida en la cámara de combustión.
- Q_{eco} : potencia intercambiada en el economizador.
- Q_{eva} : potencia intercambiada en el evaporador.
- Q_{sh} : potencia intercambiada en el sobrecalentador.

Entalpía (kJ/kg)

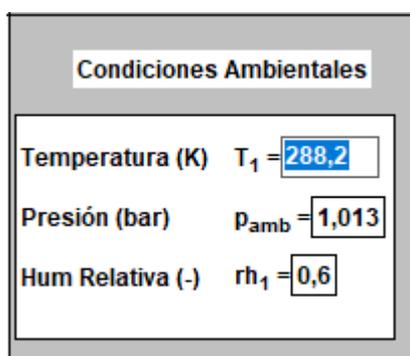
Las entalpías de los compresores son similares a las del ciclo simple, ya posterior a la cámara de combustión varían, es decir, a partir de $h_{3, \text{stig}}$. Son mostradas las entalpías del aire mezclado con los gases.

Entalpía del vapor (kJ/kg)

Se muestra la evolución del vapor a lo largo de la turbina de gas. Desde que comienza en la entrada de la caldera de recuperación (h_{w1}) hasta que sale por la chimenea ($h_{\text{vapor}8}$)

4.3 Uso del software.

El archivo es denominado STIG_calculator.EES en el cual aparecerá una pantalla denominada “Diagram Window”. En esta sección, se podrá variar los datos a introducir dependiendo de la turbina que se tenga. Estos datos son introducidos en la sección “Input Section” en la cual se muestran las unidades de cada variable y están encuadradas. A la derecha de la pantalla se mostrará el esquema de la turbina STIG para especificar cada punto a lo largo de la turbina.



Condiciones Ambientales	
Temperatura (K)	$T_1 = 288,2$
Presión (bar)	$p_{\text{amb}} = 1,013$
Hum Relativa (-)	$rh_1 = 0,6$

Figura 35. Subsección “Condiciones Ambientales” de “Input Section”.

Pulsando en el recuadro se podrá especificar un valor.

Una vez introducido los datos se presiona el botón “Calculate” y el software calculará en un tiempo determinado todas las variables.

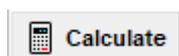


Figura 36. Botón “Calculate”.

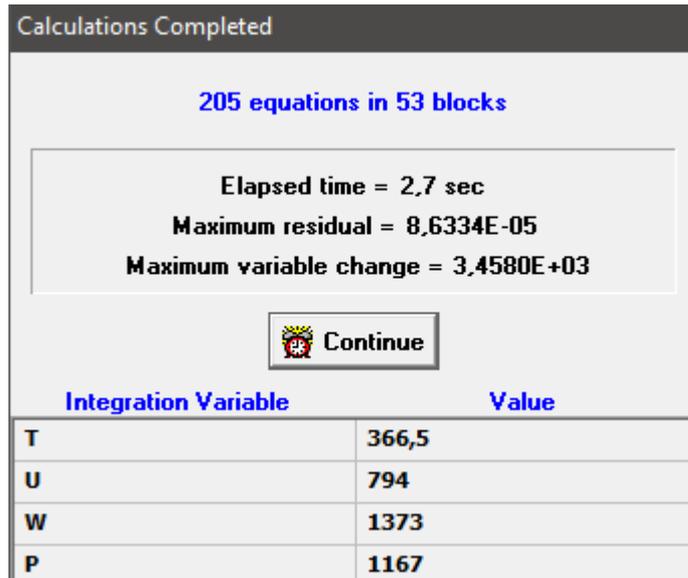


Figura 37. “Calculations Completed”

Se pulsa “Continue” y aparecerán en la “Output Section” todos los resultados.

Temperatura (K)	Presión (bar)
$T_1 = 288,2$	$p_1 = 1,009$
$T_2 = 366,5$	$p_2 = 2,179$
$T_{2p} = 794$	$p_{2p} = 26,33$
$T_3 = 1373$	$p_3 = 24,62$
$T_{4, \text{stig}} = 1167$	$p_4 = 11,4$
$T_{5, \text{stig}} = 774,4$	$p_5 = 0,9434$
$T_{6, \text{stig}} = 734,9$	$p_{\text{water}} = 30,33$
$T_{7, \text{stig}} = 517,6$	
$T_{8, \text{stig}} = 459$	

Figura 38. Subsección de “Output Section”

5. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

En este apartado se detallará los resultados estudiados en cada caso con una comparación.

5.1. Ciclo simple ideal

En un primer análisis, se comienza con una gráfica de rendimiento vs. Trabajo específico, para distintas temperaturas de entrada a la turbina de alta presión y para distintas relaciones de compresión, concretamente, desde 5 a 40 (las relaciones de compresión de las turbinas aeroderivadas son de 20:1 a 40:1).

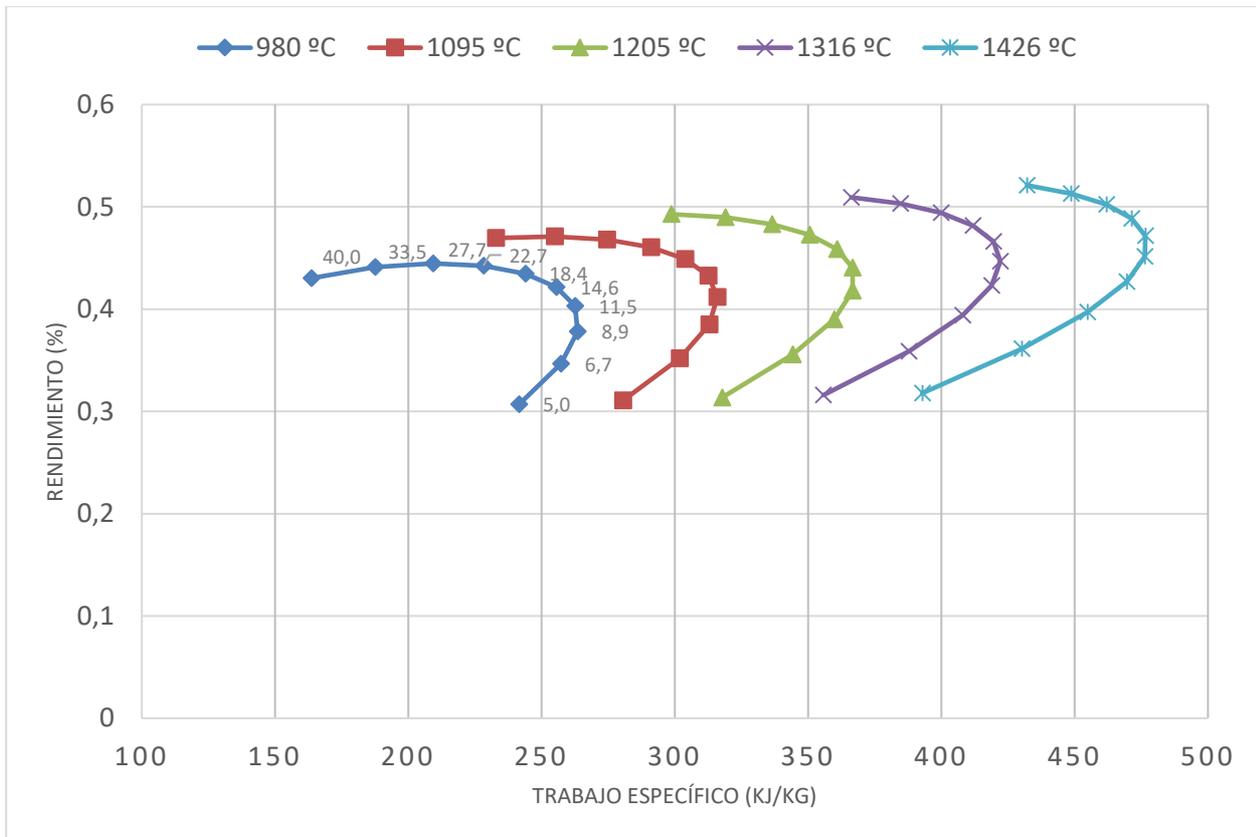


Figura 39. Rendimiento vs Trabajo específico para distintas TIT y relaciones de compresión.

Como se observa en la Figura 39 para altas relaciones de compresión se consigue un mayor rendimiento. En estas curvas existen una relación de compresión para el máximo rendimiento la cual es mayor que la relación de compresión para el máximo trabajo específico.

$$\delta_{\max W} = \sqrt{\theta \cdot \eta_T \cdot \eta_c}$$

$$\delta_{\max \eta_T} > \sqrt{\theta \cdot \eta_T \cdot \eta_c}$$

Siendo $\delta = r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ y $\theta = \frac{T_3}{T_1}$

Ambos valores son tanto mayores cuanto mayor es la temperatura de entrada a la turbina.

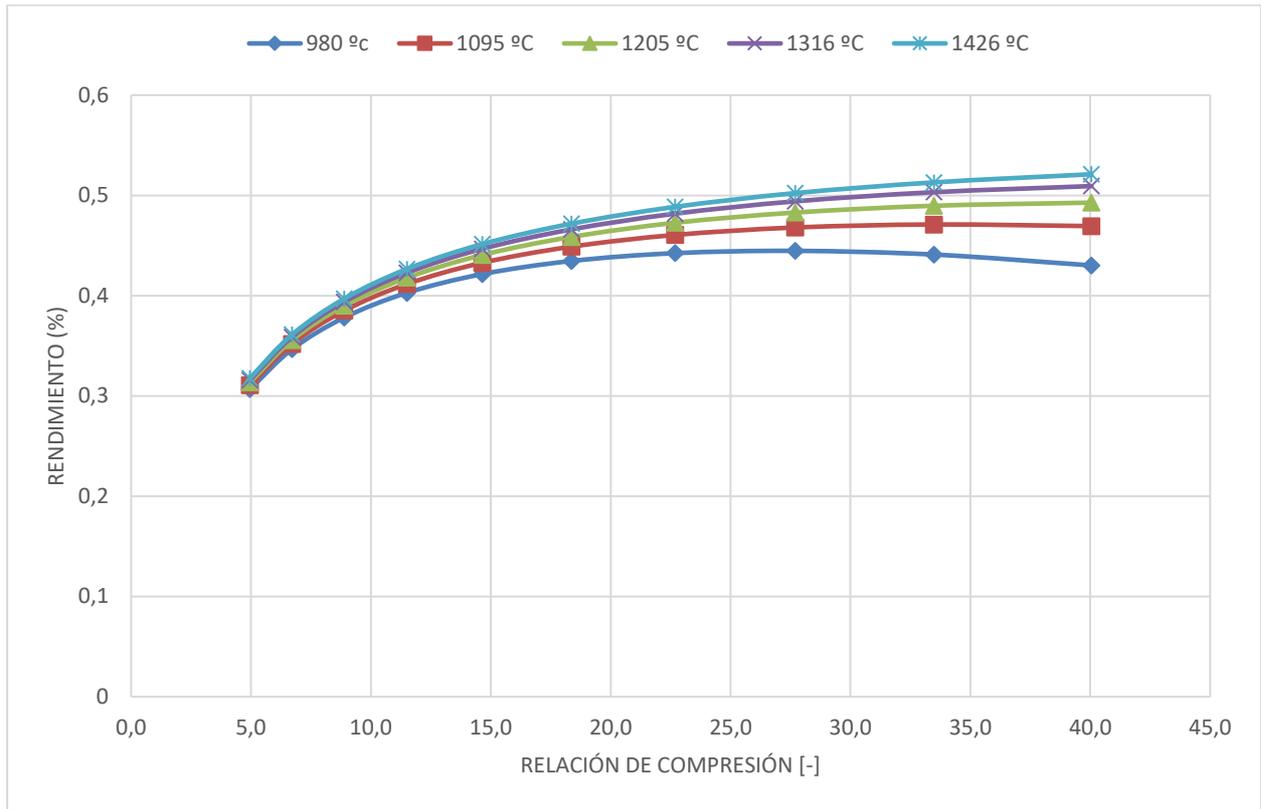


Figura 40. Rendimiento vs. Relación de compresión para distintas TIT.

En la Figura 40 se observa que para relaciones de compresión bajas no varía notablemente el rendimiento para cada TIT. Para relaciones de compresión altas se produce un decremento del rendimiento para TIT más bajas.

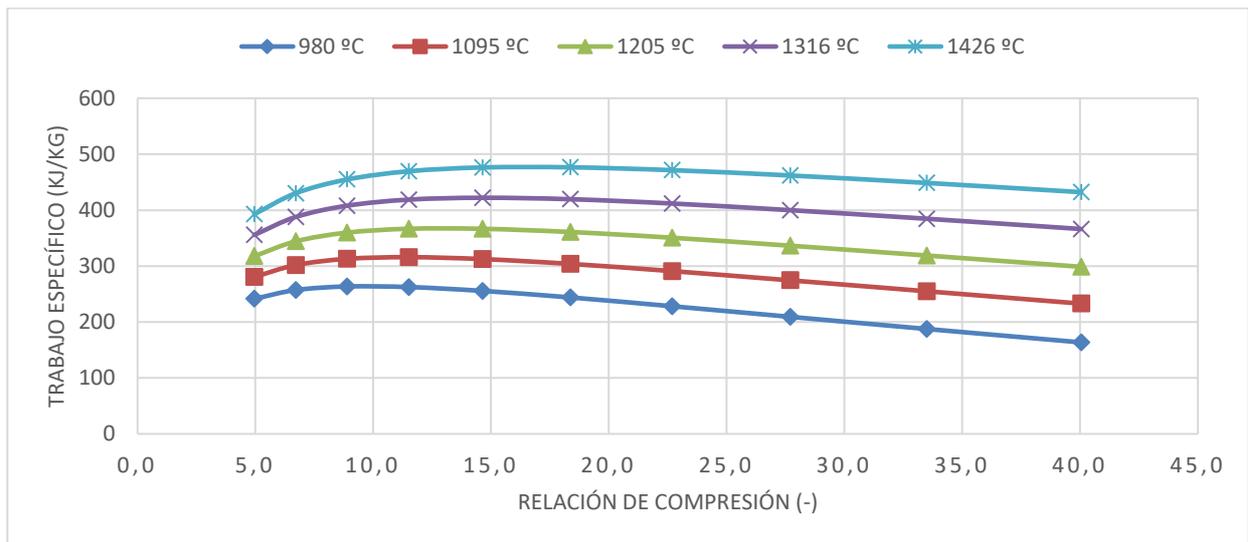


Figura 41. Trabajo específico vs. Relación de compresión para distintas TIT.

En la Figura 41 observamos que para altas relaciones de compresión el trabajo específico disminuye. En las turbinas aeroderivadas es conveniente tener un trabajo específico alto para tener un menor peso, por lo tanto, es un parámetro que es muy importante a la hora de diseñarla.

5.2. Ciclo simple real

Las siguientes gráficas son resultados calculados con los datos proporcionados para la turbina LM6000-PC.

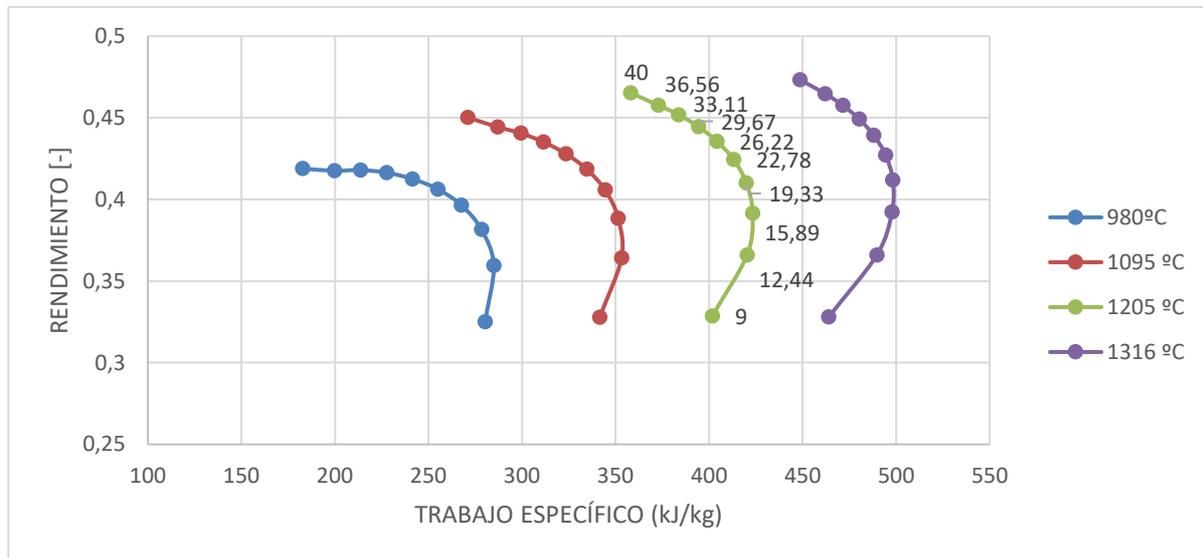


Figura 42. Rendimiento vs. Trabajo específico para distintas TIT y relaciones de compresión.

Las condiciones de operación de la turbina de gas LM6000-PC se situaría en 1200 °C de TIT y una relación de compresión de 29:1, lo cual la supone en un rendimiento del 41,6 %, resultado muy próximo al proporcionado por el fabricante en condiciones ISO. Para relaciones de compresión altas el rendimiento cae, esto es debido principalmente al gran consumo del consumo del compresor respecto el de la turbina, y como el trabajo específico del compresor resta el total lo hace disminuir.

$$W_{total} = W_t - W_c$$

A mayor temperatura de entrada a la turbina, mayor será el trabajo producido por la turbina por haber mayores diferencias de temperaturas, lo cual se consigue un aumento del rendimiento térmico de la turbina de gas. Por otro lado, el trabajo específico de la turbina LM6000-PC oscila entre los 350 y 400 kJ/kg valor típico de turbinas de gas industriales.

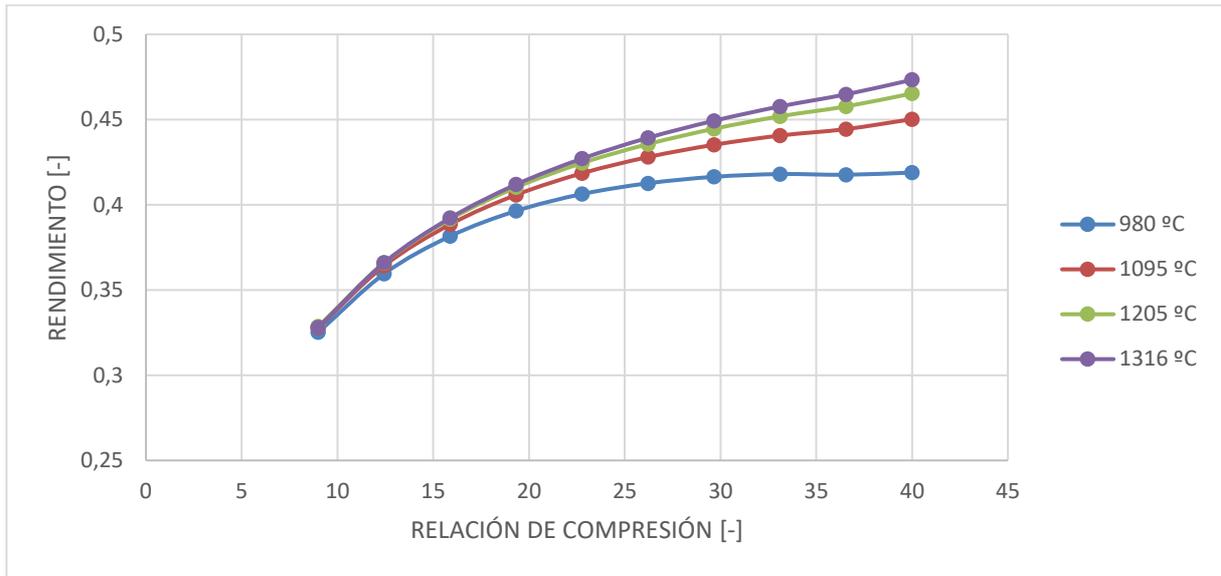


Figura 43. Rendimiento vs relación de compresión para distintas TIT.

Para una relación de compresión comprendida entre 20:1 y 40:1 cuanto más alta sea la TIT mayor será el rendimiento, no ocurre lo mismo con temperaturas comprendidas 980 ~1095 °C ya que al aumentar demasiado la relación de compresión se consigue un menor rendimiento. No por ello es posible que se pueda aumentar la temperatura de entrada a la turbina debido a las limitaciones metalúrgicas de la propia turbina, por tanto, la adecuada es 1200 °C.

$$\eta_{termico} = \frac{W_{total}}{x_{ch4} \cdot PCI \cdot \eta_{cc}}$$

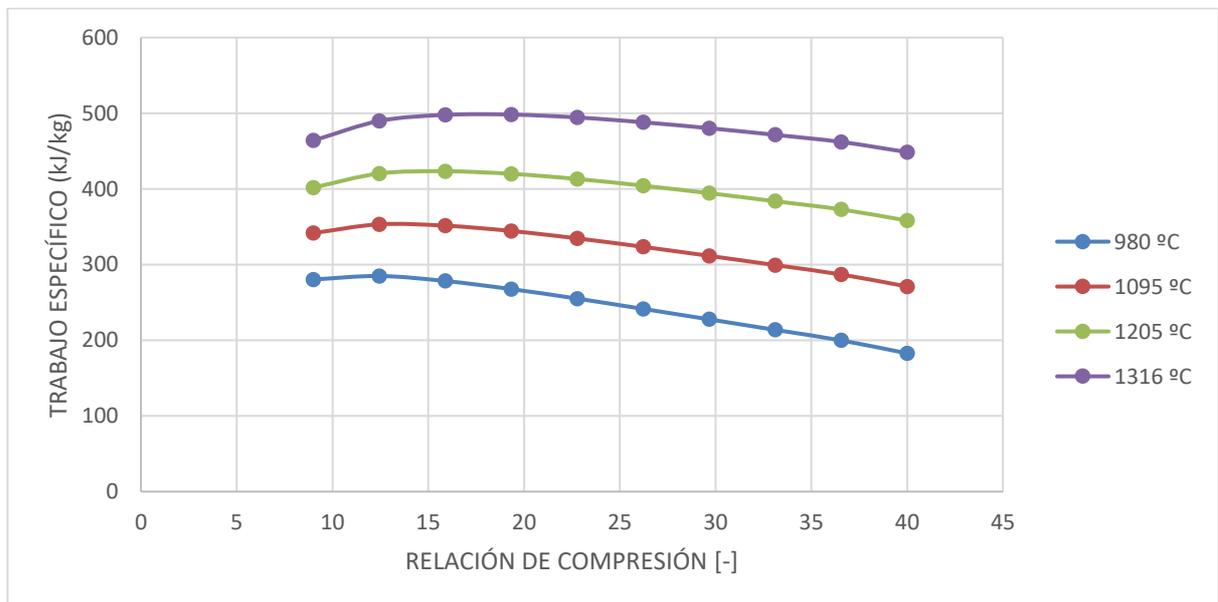


Figura 44. Trabajo específico vs relación de compresión para distintas TIT.

En la Figura 44 se puede observar lo explicado anteriormente, en el cual para relaciones de compresión entre 20 y 30 se alcanza los mayores trabajos específicos para cada temperatura de entrada a la turbina.

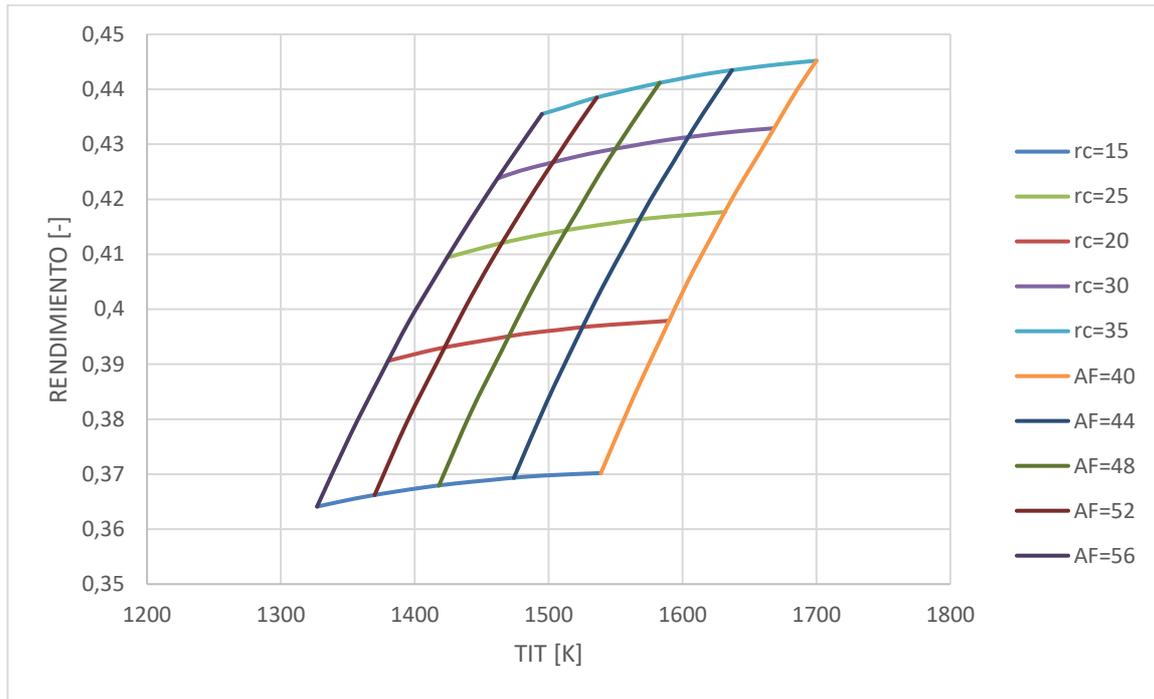


Figura 45. Rendimiento vs. TIT para varias relaciones de compresión e inversa del dosado.

En la Figura 45, por cada línea de relación de compresión hay una diferencia de cinco y para la inversa del dosado hay una diferencia de cuatro. El rendimiento térmico tiene una relación objetiva con la temperatura de entrada con la turbina, el rendimiento térmico aumenta cuando aumenta la temperatura de entrada a la turbina, también la disminución de la relación aire/combustible hace que aumente el rendimiento térmico. En la práctica existen algunas dificultades para poder aumentar la TIT, debido principalmente a que el material no soporta temperaturas tan elevadas. Algunos métodos para solucionar este problema es la inyección de vapor, aire o agua, el uso de material especial como aleaciones de alto rendimiento o material monocristalino.

$$AF = \frac{1}{x_{ch_4}}$$

5.3. Ciclo STIG.

Siguiendo el mismo guión se presenta a continuación las mismas gráficas que en el apartado anterior.

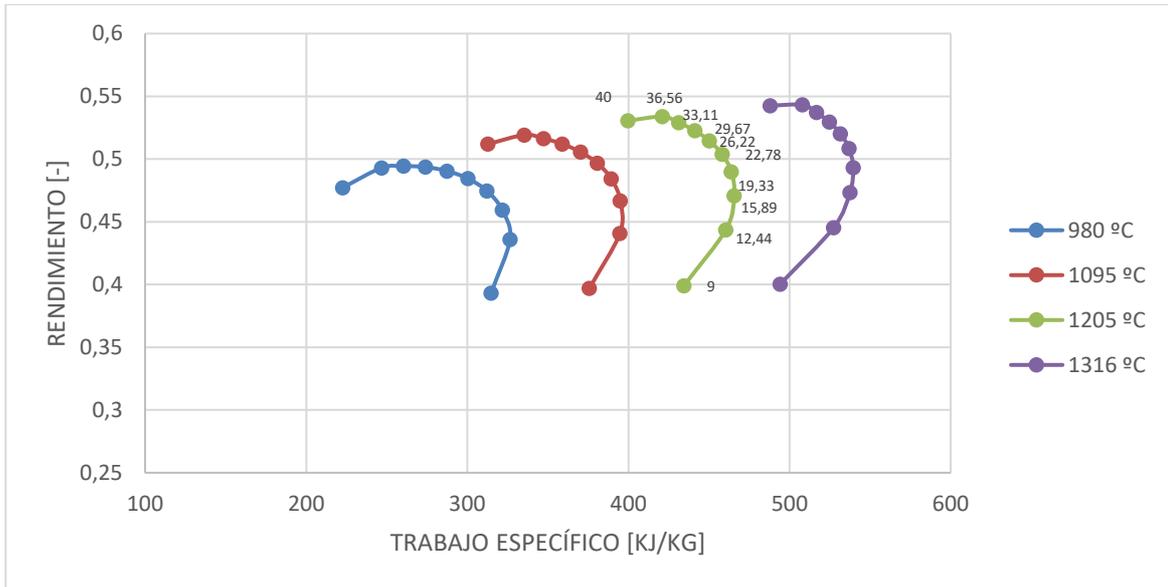


Figura 46. Rendimiento vs. Trabajo específico para distintas TIT y relaciones de compresión ($x_{vapor} = 0,05$).

En la Figura 46 se presenta un rendimiento mayor para mayores relaciones de compresión con un mayor trabajo específico en el cual está comprendido entre 350 y 400 kJ/kg para 1205 °C mientras que en el ciclo simple lo está entre 350 y 425 kJ/kg para 1205 °C. Los resultados obtenidos están realizados para una relación de gasto de vapor y aire de 0,05.

$$x_{vapor} = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\dot{m}_{aire}}$$

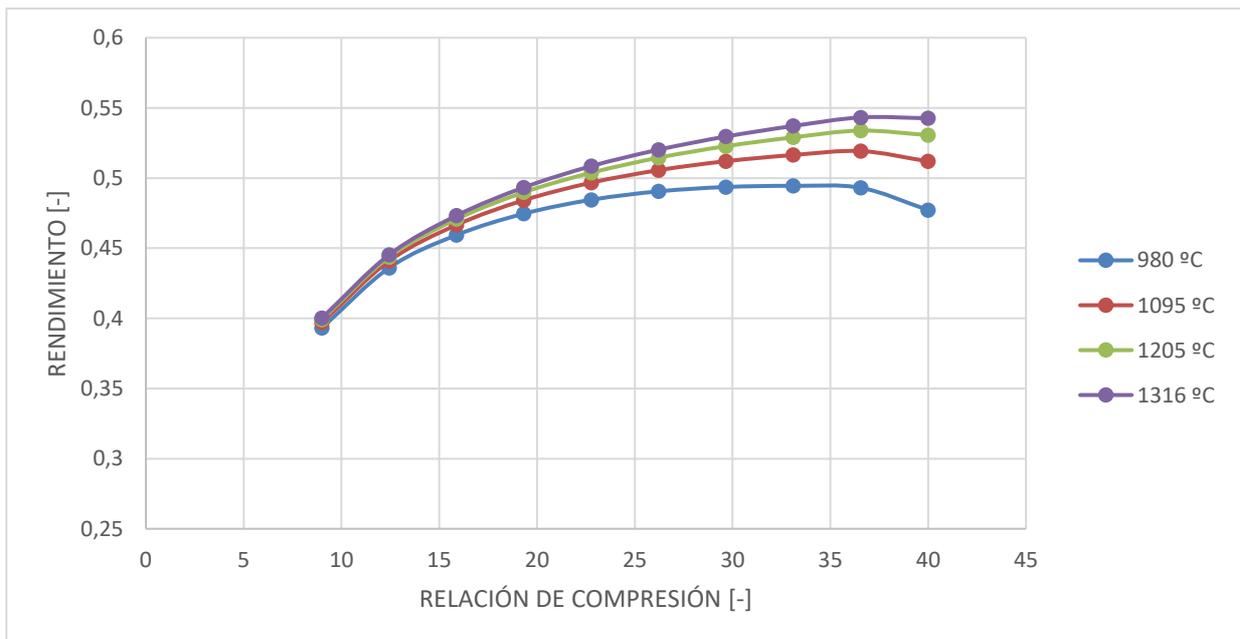


Figura 47. Rendimiento vs Relación de compresión para distintas TIT.

El rendimiento no varía considerablemente para distintas temperaturas de entrada a la turbina como se observa en la Figura 47. A diferencia que en la Figura 43 para mayores TIT el rendimiento permanece prácticamente constante.

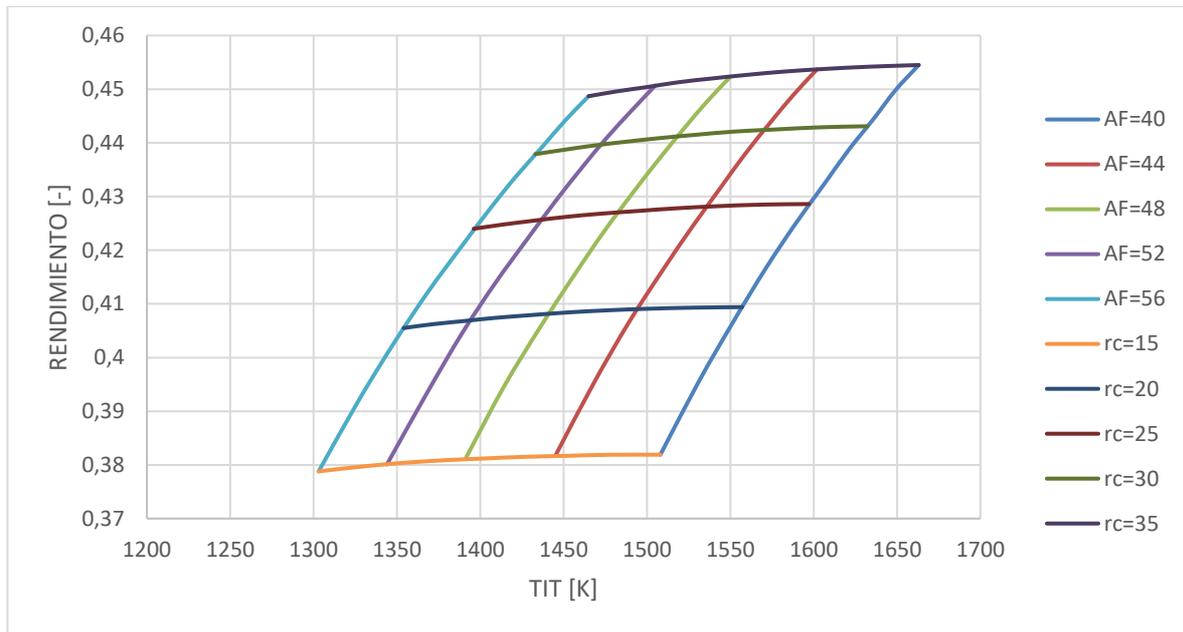


Figura 48. Variación de la temperatura de entrada a la turbina y rendimiento para varias relaciones de compresión e inversa del dosado.

Comparando los resultados mostrados en la Figura 48 con la del ciclo real, para una tasa de inyección de vapor del 5%, un mismo dosado y una misma relación de compresión el rendimiento es mayor y también se consigue con una mayor TIT debido principalmente a la inyección de vapor.

Efecto de la variación de la fracción de vapor sobre el rendimiento

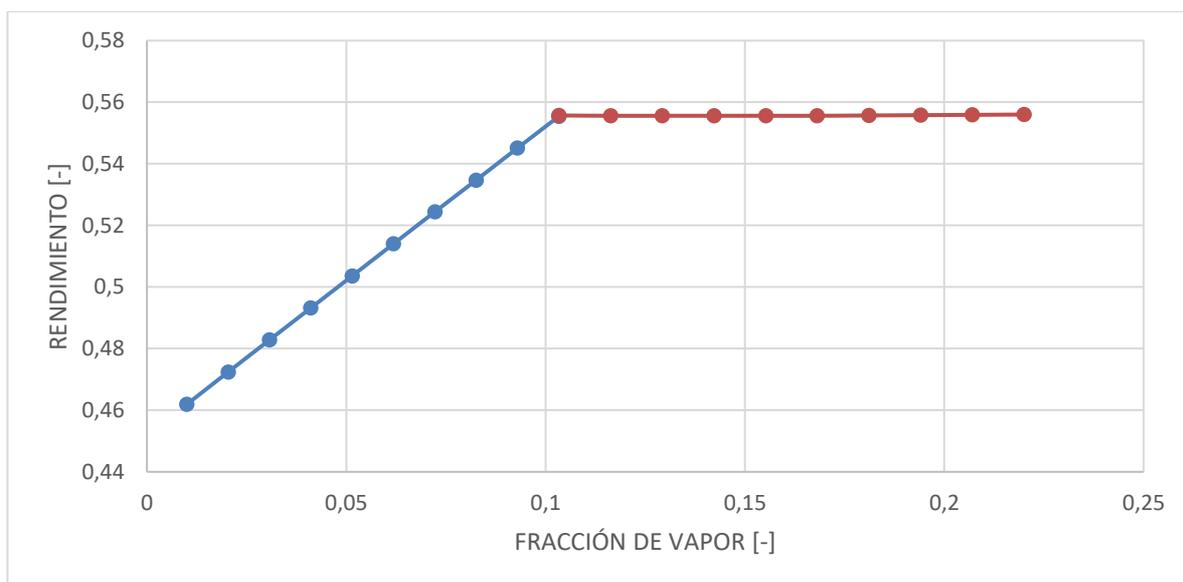


Figura 49. Rendimiento vs. Fracción de vapor

Luego, en la Figura 49 se ha calculado para una temperatura de entrada $T_1=15\text{ °C}$, una $TIT = 1100\text{ °C}$ y una relación de compresión $rc=26,1$ la variación del rendimiento frente a la fracción de vapor introducido en el ciclo. La gráfica se divide en dos regiones, una para valores en el cual $x < x_{opt}$ y una segunda región que comprende valores $x_{opt} < x_{vapor} < x_{max}$. A $x_{vapor} = 0,1033$ se alcanza el valor óptimo y el rendimiento es máximo, esto es debido principalmente a que el valor de la entalpía inyectada antes de la cámara de combustión es máxima y por consiguiente se consigue una reducción de la temperatura de escape de la turbina. Para valores mayores que el óptimo si se aumenta el gasto de vapor el rendimiento cae ligeramente por la disminución de la entalpía del vapor inyectada

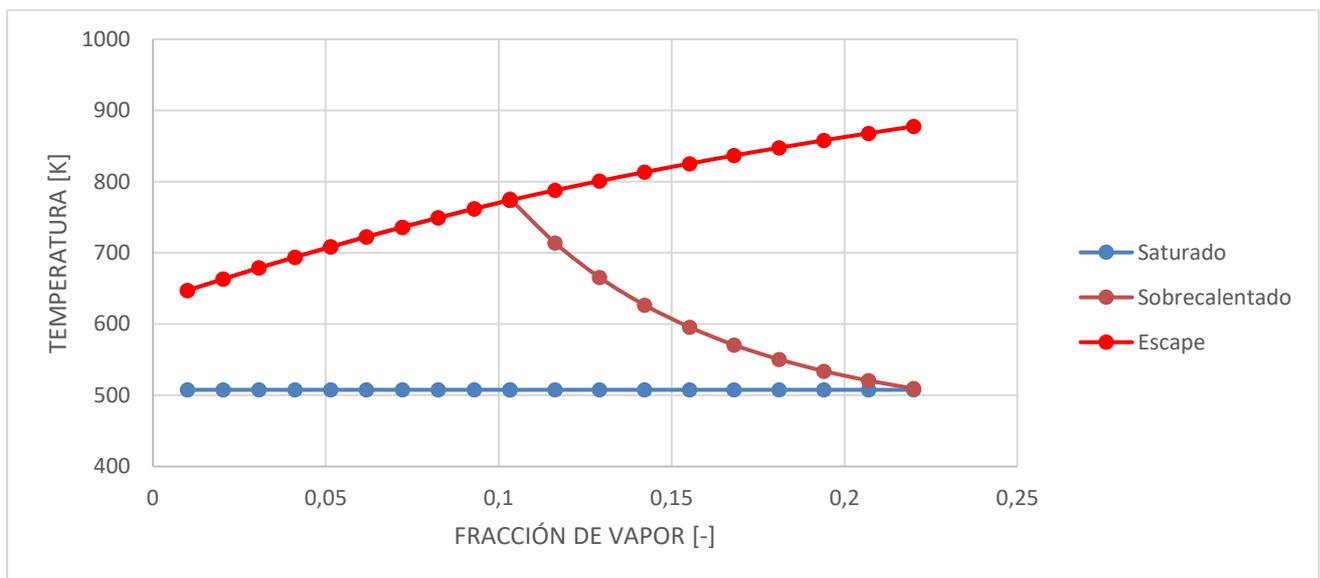


Figura 50. Temperatura máxima del vapor para una cierta fracción de vapor

En la Figura 50 se observa que para valores $x < x_{opt}$ la temperatura del vapor es la temperatura de los gases de escape y por tanto se produce la máxima transferencia de calor en el sobrecalentador. La línea amarilla representa la temperatura máxima a la que se puede calentar el vapor. Si se redujera la fracción de vapor, la temperatura de los gases de escape se transfiere a un gasto másico más pequeño. A partir del valor óptimo ocurre lo contrario, la temperatura del vapor sobrecalentado decrece por el aumento del gasto másico de vapor, lo que produce una temperatura del vapor más baja.

Para el valor máximo de la fracción de vapor ($x_{vapor}=0,223$) la temperatura del vapor sobrecalentado coincide con la temperatura de saturación. Esto quiere decir que la temperatura de escape es tan elevada como para producir vapor saturado. [6]

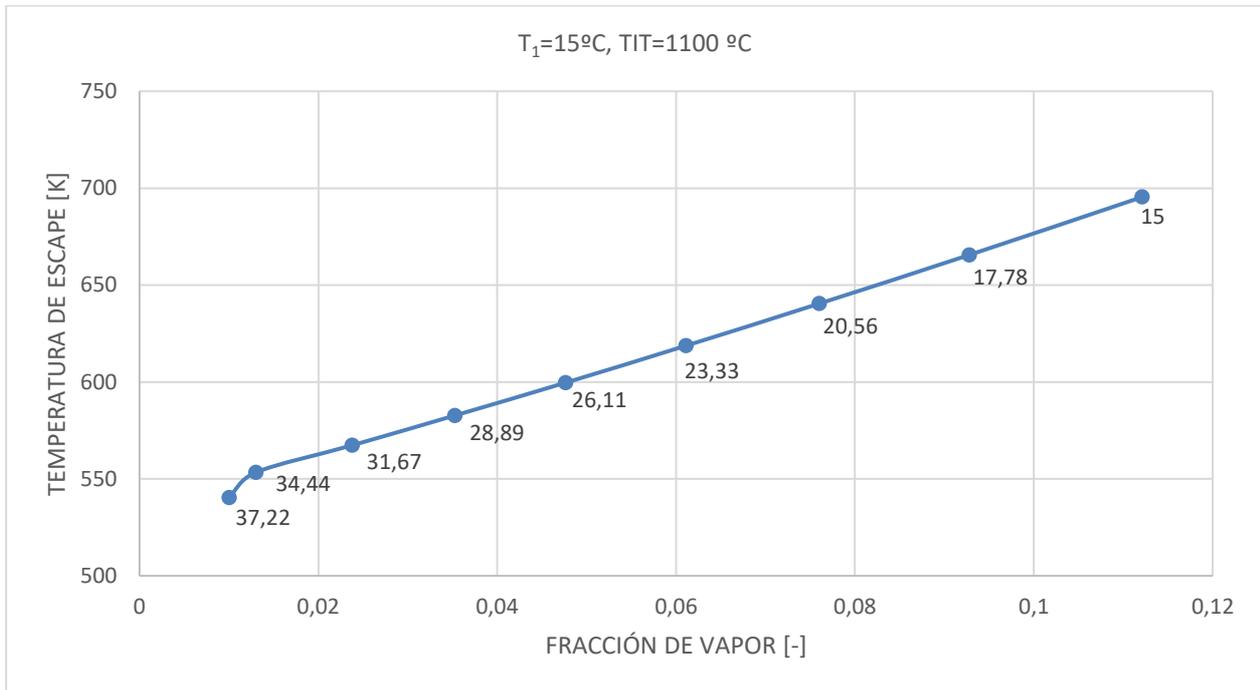


Figura 51. Temperatura de escape vs. Fracción de vapor.

En la Figura 51 se muestra la evolución de la temperatura de salida de los gases para distintos valores de fracción de vapor. Para una TIT de 1100 °C a medida que se aumenta la relación de compresión se disminuye la temperatura de los gases de escape. Como consecuencia produce una disminución del valor óptimo de la fracción de vapor. Esto es debido a la relación isentrópica entre la temperatura y la relación de compresión.

6. CONCLUSIÓN

Con la incorporación del sistema de inyección de vapor y obteniendo los resultados para el valor óptimo del gasto de vapor se consigue un mayor rendimiento para una misma temperatura de entrada la turbina de alta como se observa en la Figura 52. Para la turbina LM6000-PC supondría un aumento del rendimiento de aproximadamente el 10 % y un aumento del trabajo específico del 29 % respecto al ciclo simple. Para la relación de compresión de 26,1 (relación de compresión de la LM6000-PC) se consigue un mayor trabajo por unidad de masa.

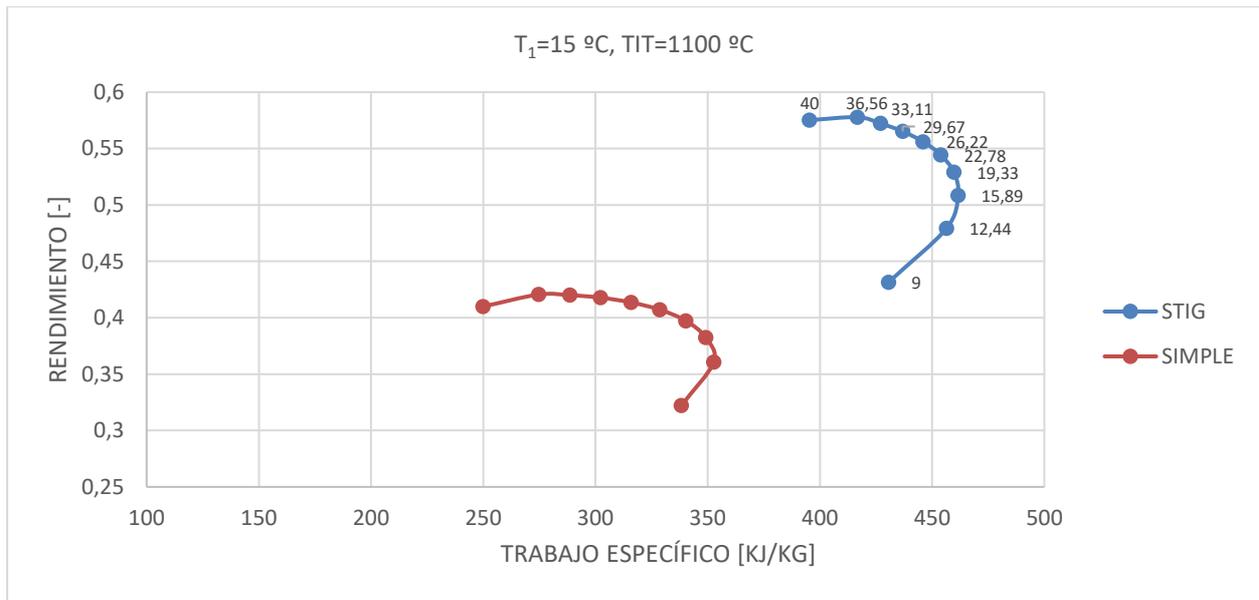


Figura 52. Comparación del ciclo simple y STIG. Rendimiento vs Trabajo específico.

Parámetro	Catálogo	Simple	STIG
Potencia (MW)	45/50	40,87	49,32
Net Heat Rate (kJ/kWh)	8651	8707	6712
Rendimiento (%)	39,4	41,34	53,63
Temperatura de escape (°C)	440	402,8	431,4
Gasto másico de escape (kg/s)	129	129	129

Tabla 3. Comparación de resultados.

A continuación, se muestra las principales mejoras que supone inyectar vapor en una turbina de gas:

- Para una misma temperatura de entrada a la turbina el rendimiento del ciclo se hace máximo para relaciones de compresión entre 26-33.
- La inyección de vapor supone mayor trabajo específico y rendimiento respecto al ciclo simple.
- La inyección de vapor en una turbina de gas con una caldera de recuperación puede mejorar el rendimiento del ciclo y reducir el costo por unidad de potencia a la salida.

- Las turbinas de gas con inyección de vapor producen una mejora en la reducción de emisiones NOx.

7. DISCUSIÓN

El estudio realizado se ha planteado para una turbina de gas compuesta por dos compresores y dos turbinas. También se podría haber simplificado con un compresor y una turbina. El código utilizado para el ciclo simple es algo más refinado que en el caso propuesto del ciclo STIG, principalmente con la incorporación de las propiedades termofísicas del metano y de agua contenida en el aire. Por otro lado, en el ciclo STIG si se realiza con la misma literatura que el ciclo simple el programa utilizado (*Equation Engineering Solver*) requiere de demasiado tiempo y de códigos más complejos, produciendo la incoherencia de resultados por la utilización de funciones para poder calcular las temperaturas del vapor y entalpías debido a las integrales propuestas. En el caso que se hubiera elaborado un código con lo mencionado anteriormente los resultados serían más precisos.

No obstante, el ciclo simple se puede realizar mismo modo del ciclo STIG y es mínima la diferencia que supone. Existen también otras posibilidades modificar la turbina de gas, por ejemplo, con la incorporación de una turbina de vapor a la salida de la caldera de recuperación (ciclo STIG FAST) o con un ciclo evaporativo (EGT) utilizando el calor de escape de la turbina para evaporar el agua en la corriente de aire comprimido entre el compresor y la incorporación de un recuperador.

REFERENCIAS

- [1] GE, “LM6000 Power Plants,” 2017.
- [2] G. F. R. y H. I. . S. H. Cohen, *Teoría de la Turbina de Gas*. Longman Group Limited, 1978.
- [3] S. Bahrami, A. Ghaffari, M. Genrup, and M. Thern, “Performance comparison between steam injected gas turbine and combined cycle during frequency drops,” *Energies*, vol. 8, no. 8, pp. 7582–7592, 2015, doi: 10.3390/en8087582.
- [4] G. de motores y máquinas térmicas de S. (GMTS), “Apuntes E.T.S de Ingeniería de Sevilla,” .
- [5] A. Rao, “Evaporative Gas Turbine (EvGT)/Humid Air Turbine (HAT) Cycles,” *Handb. Clean Energy Syst.*, pp. 1–18, 2014, doi: 10.1002/9781118991978.hces141.
- [6] A. Haselhoff, “The analysis of a mixed steam-gas aero derivative turbine,” p. 44, 2015.
- [7] U. Ali, C. F. Palma, K. J. Hughes, D. B. Ingham, L. Ma, and M. Pourkashanian, “Thermodynamic analysis and process system comparison of the exhaust gas recirculated, steam injected and humidified micro gas turbine,” *Proc. ASME Turbo Expo*, vol. 3, no. x, 2015, doi: 10.1115/GT2015-42688.
- [8] A. Frutschi, “Chapter 6 ‘WET’ GAS TURBINE PLANTS 6.1.,” .
- [9] S. M. Camporeale and B. Fortunato, “Performance of evaporative cycle gas turbines derived from aeroengines,” *J. Propuls. Power*, vol. 16, no. 6, pp. 1011–1021, 2000, doi: 10.2514/2.5671.
- [10] J. De Ruyck, S. Bram, and G. Allard, “REVAP CYCLE: A NEW EVAPORATIVE CYCLE WITHOUT SATURATION TOWER,” 1998.
- [11] J. M. W. y G. G. Michael Nakhamkin, Arthur Cohn, Dale Bradshaw, Robert Taylor, “Cascaded humidified advanced turbine,” 1995.
- [12] General Electric, “WATER INJECTION FOR NOX REDUCTION.” [Online]. Available: <https://www.ge.com/power/services/gas-turbines/upgrades/water-injection-for-nox-reduction>.
- [13] H. Aydin, “Exergetic sustainability analysis of LM6000 gas turbine power plant with steam cycle,” *Energy*, vol. 57, pp. 766–774, 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.05.018.
- [14] “TIPOS DE COMBUSTORES (CÁMARAS DE COMBUSTIÓN).” [Online]. Available: <http://aeronauticaparatodos.blogspot.com/2015/09/tipos-de-combustores-camaras-de.html>.
- [15] G. H. Badeer, “GE Aeroderivative Gas Turbines - Design and Operating Features,” *GE power Syst.*, vol. GER-3695E, pp. 1–20, 2000.

APÉNDICE

El código empleado en calcular los parámetros de la turbina LM6000-PC es imputado en el programa de ecuaciones *Engineering Equation Solver*. Este programa fue desarrollado en la Universidad de Wisconsin-Madison en el departamento de Ingeniería Mecánica por el profesor Sanford A. Klein.

Ciclo simple.

Datos introducidos

$$T_1 = 288,15 \text{ K}$$

$$p_{amb} = 1,013 \text{ bar}$$

$$r_{h1} = 0,6$$

$$\eta_c = 0,905$$

$$\eta_t = 0,9149$$

$$r_c = 26,1$$

$$T_3 = 1373 \text{ K}$$

Compresor de baja

$$W_{cb} = \text{integral}((cp(\text{air}; T = T) + x_{\text{water}} * cp(\text{water}; T = T; p = p_1)); T; T_1; T_2)$$

$$\eta_{c_cb} = L1/M1$$

$$L1 = \ln(r_{c1})$$

$$M1 = \text{integral}(cp(\text{air}; T = T_1) + x_{\text{water}} * cp(\text{water}; T = T_1; p = p_1) / (R_{\text{aire}} + x_{\text{water}} * R_{\text{water}}) * T; T; T_1; T_2)$$

Compresor de alta

$$W_{ca} = \text{integral}((cp(\text{air}; T = T) + x_{\text{water}} * cp(\text{water}; T = T; p = p_2)); T; T_2; T_{2p})$$

$$\eta_{c_ca} = L2/M2$$

$$L2 = \ln(r_{c2})$$

$$M2 = \text{integral}((cp(\text{air}; T = T_2) + x_{\text{water}} * cp(\text{water}; T = T_2; p = p_2)) / ((R_{\text{aire}} + x_{\text{water}} * R_{\text{water}}) * T); T; T_2; T_{2p})$$

Cámara de combustión

$$x_{ch4} = \text{num}/\text{den}$$

$$\text{num} = \text{integral}((cp(\text{air}; T = T) + x_{\text{water}} * cp(\text{water}; T = T; p = p_3)); T; T_2; T_3)$$

$$\text{den} = PCI - \text{integral}(cp(\text{ch4}; T = T))$$

Turbina de alta

$$\eta_{t_ca} = L3/M3$$

$$M3 = \ln(r_{\text{exp1}})$$

$$r_{\text{exp1}} = p_3/p_4$$

$$p_3 = p_{2p} * (1 - e_{cc})$$

$$e_{cc} = 0,065$$

$$L3 = \text{integral}\left(\frac{cp(\text{air}; T = T) + x_{\text{water}} \cdot cp(\text{water}; T = T; p = p_{\text{water}}) + x_{\text{ch4}} \cdot cp(\text{ch4}; T = T)}{(R_{\text{aire}} + x_{\text{water}} \cdot R_{\text{water}} + x_{\text{ch4}} \cdot R_{\text{ch4}}) \cdot T}; T; T_4; T_3\right)$$

$$W_{ta} = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4}}) \cdot (h_3 - h_4)$$

“Balance eje de alta presión”

$$(1 + x_{\text{water}}) \cdot h_2 + (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) \cdot h_3 = (1 + x_{\text{water}}) \cdot h_{2p} + (1 + x_{\text{water}} \cdot x_{\text{ch4stig}}) \cdot h_{4\text{stig}}$$

Turbina de baja

$$\eta_t = L4/M4$$

$$M4 = \ln(r_{\text{exp2}})$$

$$r_{\text{exp2}} = r_{\text{exp}}/r_{\text{exp1}}$$

$$r_{\text{exp2}} = p_4/p_5$$

$$L4 = \text{integral}\left(\frac{cp(\text{air}; T = T) + x_{\text{water}} \cdot cp(\text{water}; T = T; p = p_{\text{water}}) + x_{\text{ch4}} \cdot cp(\text{ch4}; T = T)}{(R_{\text{aire}} + x_{\text{water}} \cdot R_{\text{water}} + x_{\text{ch4}} \cdot R_{\text{ch4}}) \cdot T}; T; T_5; T_4\right)$$

$$W_{tb} = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4}}) \cdot (h_4 - h_5)$$

Parámetros

$$\eta_t = W_{\text{total}}/x_{\text{ch4}} \cdot \text{PCI} \cdot \eta_{\text{cc}}$$

$$\text{AF} = 1/x_{\text{ch4}}$$

$$\text{specific}_{\text{fuelconsumption}} = m_f/\text{Pot}_{\text{total}} \cdot 3600$$

$$\text{heat}_{\text{rate}_{\text{simple}}} = 1/\eta_{\text{termico}} \cdot 3600$$

$$Q_{\text{dot}_{\text{cc}}} = m_f \cdot \text{PCI} \cdot \eta_{\text{cc}}$$

$$W_{\text{total}} = W_t - W_c$$

$$W_t = W_{ta} + W_{tb}$$

$$W_c = W_{ca} + W_{cb}$$

$$\text{Pot}_{\text{total}} = \text{Pot}_t - \text{Pot}_c$$

$$\text{Pot}_t = \text{Pot}_{ta} + \text{Pot}_{tb}$$

$$\text{Pot}_{ta} = m_{\text{esc}} \cdot W_{ta}$$

$$\text{Pot}_{tb} = m_{\text{esc}} \cdot W_{tb}$$

$$\text{Pot}_{\text{elec}} = \eta_{\text{elec}} \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot m_{\text{dry}} \cdot W_{\text{total}}$$

$$\eta_{\text{elec}} = 0,986$$

$$\eta_{\text{mech}} = 1$$

Ciclo STIG.

Datos imputados

$$x_{\text{vapor}} = m_{\text{vapor}}/m_{\text{dry}_{\text{stig}}}$$

Compresor de baja

$$W_{cb_{\text{stig}}} = W_{cb}$$

Compresor de alta

$$W_{ca\text{stig}} = W_{ca}$$

Cámara de combustión

$$(1 + x_{\text{water}}) \cdot (h_{2p} - h_{3\text{stig}}) + x_{\text{ch4stig}} \cdot PCI + x_{\text{vapor}} \cdot h_{w4} = x_{\text{vapor}} \cdot h_{3\text{vapor}}$$

$$h_{3\text{stig}} = \text{enthalpy}(\text{air}; T = T_3)$$

$$h_{3\text{vapor}} = \text{enthalpy}(\text{steam}; T = T_3; p = p_3)$$

Turbina de alta

$$W_{ta\text{stig}} = m_{\text{drystig}} \cdot (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) \cdot (h_{3\text{stig}} - h_{4\text{stig}}) + x_{\text{vapor}} \cdot (h_{3\text{vapor}} - h_{4\text{vapor}})$$

$$\eta_{ta} = L5/M5$$

$$L5 = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) \cdot (h_{3\text{stig}} - h_{4\text{stig}}) + x_{\text{vapor}} \cdot (h_{3\text{vapor}} - h_{4\text{vapor}})$$

$$M5 = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) \cdot (h_{3\text{stig}} - h_{4s\text{stig}}) + x_{\text{vapor}} \cdot (h_{3\text{vapor}} - h_{4s\text{vapor}})$$

$$h_{4s\text{stig}} = \text{enthalpy}(\text{air}; s = s_{3\text{stig}}; p = p_4)$$

$$s_{3\text{stig}} = \text{entropy}(\text{air}; T = T_3; p = p_3)$$

$$h_{4s\text{vapor}} = \text{enthalpy}(\text{steam}; s = s_{3\text{vapor}}; p = p_4)$$

$$s_{3\text{vapor}} = \text{entropy}(\text{steam}; T = T_3; p = p_3)$$

Turbina de baja

$$W_{tb\text{stig}} = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) * (h_{4\text{stig}} - h_{5\text{stig}}) + x_{\text{vapor}} * (h_{4\text{vapor}} - h_{5\text{vapor}})$$

$$\eta_{tb} = L6/M6$$

$$L6 = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) * (h_{4\text{stig}} - h_{5\text{stig}}) + x_{\text{vapor}} * (h_{4\text{vapor}} - h_{5\text{vapor}})$$

$$M6 = (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}}) * (h_{4\text{stig}} - h_{5s\text{stig}}) + x_{\text{vapor}} * (h_{4\text{vapor}} - h_{5s\text{vapor}})$$

$$h_{5s\text{stig}} = \text{enthalpy}(\text{air}; s = s_{4\text{stig}}; p = p_5)$$

$$s_{4\text{stig}} = \text{entropy}(\text{air}; T = T_{4\text{stig}}; p = p_4)$$

$$h_{5s\text{vapor}} = \text{enthalpy}(\text{steam}; s = s_{4\text{vapor}}; p = p_5)$$

$$s_{4\text{vapor}} = \text{entropy}(\text{steam}; T = T_{4\text{stig}}; p = p_4)$$

OTSG

$$m_{\text{escstig}} = 129$$

$$m_{\text{escstig}} = m_{\text{drystig}} \cdot (1 + x_{\text{water}} + x_{\text{ch4stig}} + x_{\text{vapor}})$$

$$x_{\text{ch4stig}} = m_{f\text{stig}}/m_{\text{drystig}}$$

$$x_{\text{vapor}} = m_{\text{vapor}}/m_{\text{drystig}}$$

Lado del vapor:

$$\dot{Q}_{eco} = m_{vapor} \cdot (h_{w2} - h_{w1})$$

$$\dot{Q}_{ev} = m_{vapor} \cdot (h_{w3} - h_{w2})$$

$$\dot{Q}_{sh} = m_{vapor} \cdot (h_{w4} - h_{w3})$$

Lado de los gases:

$$\dot{Q}_{eco} = m_{drystig} \cdot (1 + x_{water} + x_{ch4stig}) \cdot (h_{7stig} - h_{8stig}) + m_{vapor} \cdot (h_{7vapor} - h_{8vapor})$$

$$\dot{Q}_{ev} = m_{drystig} \cdot (1 + x_{water} + x_{ch4stig}) \cdot (h_{6stig} - h_{7stig}) + m_{vapor} \cdot (h_{6vapor} - h_{7vapor})$$

$$\dot{Q}_{sh} = m_{drystig} \cdot (1 + x_{water} + x_{ch4stig}) \cdot (h_{5stig} - h_{6stig}) + m_{vapor} \cdot (h_{5vapor} - h_{6vapor})$$

$$h_{w1} = \text{enthalpy}(\text{water}; T = T_{w1}; p = p_{water})$$

$$h_{w2} = \text{enthalpy}(\text{water}; x = 0; p = p_{water})$$

$$h_{w3} = \text{enthalpy}(\text{steam}; x = 1; p = p_{water})$$

$$T_{w1} = T_1 + 20$$

$$T_{w2} = t_{sat}(\text{water}; p = p_{water})$$

$$T_{w3} = t_{sat}(\text{steam}; p = p_{water})$$

$$h_{5stig} = cp_{56} * T_{5stig}$$

$$h_{6stig} = cp_{67} * T_{6stig}$$

$$h_{7stig} = cp_{78} * T_{7stig}$$

$$h_{8stig} = cp_{78} * T_{8stig}$$

$$h_{5vapor} = cp_{56vapor} * T_{5stig}$$

$$h_{6vapor} = cp_{67vapor} * T_{6stig}$$

$$h_{7vapor} = cp_{78vapor} * T_{7stig}$$

$$h_{8vapor} = cp_{78vapor} * T_{8stig}$$

$$cp_{56} = cp(\text{air}; T = (T_{5stig} + T_{6stig})/2)$$

$$cp_{67} = cp(\text{air}; T = (T_{6stig} + T_{7stig})/2)$$

$$cp_{78} = cp(\text{air}; T = (T_{7stig} + T_{8stig})/2)$$

$$cp_{56vapor} = cp(\text{steam}; T = (T_{5stig} + T_{6stig})/2; p = p_{water})$$

$$cp_{67vapor} = cp(\text{steam}; T = (T_{6stig} + T_{7stig})/2; p = p_{water})$$

$$cp_{78vapor} = cp(\text{steam}; T = (T_{7stig} + T_{8stig})/2; p = p_{water})$$

Parámetros

$$\eta_{termico_{stig}} = W_{total_{stig}} / (x_{ch4_{stig}} * PCI * \eta_{cc})$$

$$W_{totalstig} = (W_{ta_{stig}} + W_{tb_{stig}}) - (W_{ca_{stig}} + W_{cb_{stig}})$$

$$heat_{rate_{stig}} = 1/eta_{termico_{stig}} * 3600$$

$$Pot_{total_{stig}} = Pot_{ta_{stig}} + Pot_{tb_{stig}} - (Pot_{ca_{stig}} + Pot_{cb_{stig}})$$

$$Pot_{ta_{stig}} = m_{esc_{stig}} * W_{ta_{stig}}$$

$$Pot_{tb_{stig}} = m_{esc_{stig}} * W_{tb_{stig}}$$

$$Pot_{ca_{stig}} = m_{dry_{stig}} * W_{ca_{stig}}$$

$$Pot_{cb_{stig}} = m_{dry_{stig}} * W_{cb_{stig}}$$

Cálculo del x_{vapor} óptimo

La condición para calcular el valor óptimo es estableciendo que se produce la máxima transferencia de calor.

$$T_{w4} = T_{5_{stig}}$$

$$h_{w4} = enthalpy(steam; T = T_{w4}; P = p_{water})$$

Cálculo del x_{vapor} máximo

La condición para calcular el valor máximo es estableciendo que la temperatura del vapor a la salida del sobrecalentado es vapor saturado.

$$T_{w4} = T_{w3}$$

$$T_{w4} = enthalpy(steam; h = h_{w4}; p = p_{water})$$

$$pinch_{point} = T_{7_{stig}} - T_{w2} = 10 K$$

Resultados

Punto	T [K]	T _{stig} [K]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	h _{stig} [kJ/kg]	h _{vapor} [kJ/kg]	p _{stig} [bar]	p [bar]	p _{vapor} [bar]
1	288,2	288,2	288,5		288,5	149,3	1,009	1,009	30,33
2	366,4	366,4	369,4		369,4	1011	2,179	2,179	30,33
2'	793,9	793,9	823,7		823,7	2803	26,33	26,33	
3	1373	1373	1483		1483	3459	24,62	24,62	30,33
4	1168	1168	1240		1239		11,4	11,4	30,33
5	680,6	774,5	692,8		842,5		0,9434	0,9434	0,9434
6		734,9			776,8				
7		517,7			531,7				
8		459,1			471,5				

Tabla 4. Resultados

	Simple	STIG
W_{total} [kJ/kg]	316,3	446,3
W_{ca} [kJ/kg]	454,3	454,3
W_{cb} [kJ/kg]	80,85	80,85
W_{ta} [kJ/kg]	263,8	302,5
W_{tb} [kJ/kg]	587,7	679
Q_{cc} [MW]	96,538	
x_{ch4} [-]	0,01594	0,01673
Pot_{total} [MW]	42,31	65,339
$\eta_{termico}$ [-]	0,4134	0,5557
HR [kJ/kwh]	8707	6478
m_f [kg/s]	2,011	1,916
m_{dry} [kg/s]	126,2	114,5

Tabla 5. Resultados

