

Grado Universitario en Ingeniería de Tecnologías Industriales
2017-2018

Trabajo Fin de Grado

“Análisis comparativo de un nuevo ciclo Brayton”

Dr. Domingo Santana Santana
Miguel Ángel Sánchez-Puebla Fernández

Leganés, 2018

RESUMEN

Este trabajo fin de grado aborda la realización de un análisis comparativo de un nuevo ciclo Brayton regenerativo, tal y como ha sido introducido por M. Goodarzi [1].

Para realizar dicho análisis, se realiza un estudio termodinámico de un ciclo Brayton original y, a partir de él, diferentes ciclos modificados para mejorar su rendimiento. Una vez estudiados los diferentes ciclos, se implementan modelos termodinámicos equivalentes y se realiza un análisis comparativo entre un ciclo Brayton, un ciclo Brayton regenerativo y un ciclo Brayton nuevo regenerativo basado en los modelos. Los resultados obtenidos con los modelos termodinámicos se han validado con los resultados experimentales recogidos en [1].

Para realizar los modelos y la interfaz gráfica que facilite el análisis entre los diferentes ciclos se ha utilizado el entorno de computación MATLAB®.

Palabras clave

Ciclo de Brayton; Ciclo de Brayton regenerativo; Rendimiento; Potencia; Regenerativo; Modelo termodinámico.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	10
2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO.	12
2.1. Sistemas	12
2.2. Propiedad, estado y proceso.....	13
2.3. Primer y segundo principio de la Termodinámica.....	13
2.4. Análisis de un volumen de control	15
2.5. Componentes de un ciclo de potencia.....	16
3. PRODUCCIÓN DE POTENCIA.....	24
3.1. Ciclos de potencia	24
3.2. Ciclos de vapor	26
3.3. Turbina de gas.....	40
4. ANÁLISIS COMPARATIVO DE UN NUEVO CICLO BRAYTON.....	51
4.1. Nuevo ciclo Brayton regenerativo	51
4.2. Desarrollo operacional	53
4.3. Obtención de resultados.....	57
4.4. Análisis de resultados	67
4.5. Funcionamiento del nuevo ciclo regenerativo en función de la relación de presiones de la primera turbina	70
5. CONCLUSIONES	75
5.1. Objetivos cumplidos	75
5.2. Líneas futuras de trabajo.....	75
BIBLIOGRAFÍA	77

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema cerrado	12
Figura 2. Sistema abierto	12
Figura 3. Ciclo termodinámico	13
Figura 4. Criterio de signos	14
Figura 5. Conducto con calentamiento horizontal	16
Figura 6. Conducto con diferencia de cotas	17
Figura 7. Toberas y difusores	18
Figura 9. Compresor	19
Figura 10. Bomba	20
Figura 11. Intercambiador cerrado	20
Figura 12. Mezclador	22
Figura 13. Sistema adición de calor	23
Figura 14. Válvula	23
Figura 15. Representación esquemática ciclo de potencia	24
Figura 16. Diagrama T-s Carnot	25
Figura 17. Evolución de la estructura de la generación peninsular (TWh)	26
Figura 18. Principales centrales térmicas de vapor en España	27
Figura 19. Partes de una central térmica de vapor	28
Figura 20. Componentes ciclo de Rankine	28
Figura 21. Central térmica de vapor con caldera de combustible fósil	29
Figura 22. ORC Organic Rankine Cycle (central geotérmica)	29
Figura 23. Central solar de producción de energía eléctrica	30
Figura 24. Diagrama T-s agua ciclo ideal	31
Figura 25. Diagrama T-s ciclo Rankine ideal	32
Figura 26. Análisis Ciclo Rankine	33
Figura 27. Análisis bomba ciclo Rankine	34
Figura 28. Análisis caldera ciclo Rankine	34
Figura 29. Análisis turbina ciclo Rankine	35
Figura 30. Análisis turbina ciclo Rankine	35
Figura 31. Ciclo Rankine con vapor sobrecalentado	36
Figura 32. Ciclo Rankine con recalentamiento	37
Figura 33. Diagrama T-s de ciclo Rankine ideal con recalentamiento	37
Figura 34. Ciclo de vapor regenerativo con intercambiador cerrado	38
Figura 35. Diagrama T-s ciclo de vapor regenerativo con intercambiador cerrado	39
Figura 36. Diagrama T-s vapor de la central térmica de La Robla	39
Figura 37. Esquema ciclo turbina de gas de tipo abierto	40
Figura 38. Esquema ciclo turbina de gas cerrado	41
Figura 39. Diagrama T-s Ciclo Brayton abierto	42
Figura 40. Rendimiento térmico en función de la relación de compresión para aire	45
Figura 41. Comparación de ciclos con diferente relación de compresión	45

Figura 42. Comparación de ciclos con diferente relación de compresión para una misma temperatura máxima	46
Figura 43. Esquema ciclo Brayton con recalentamiento	47
Figura 44. Diagrama T-s ciclo Brayton con recalentamiento.....	47
Figura 45. Esquema ciclo Brayton con interenfriamiento	48
Figura 46. Diagrama T-s ciclo Brayton con interenfriamiento	48
Figura 47. Esquema ciclo Brayton con regeneración	49
Figura 48. Diagrama T-s ciclo Brayton con Regeneración	50
Figura 49. Estructura de generación anual de potencia eléctrica peninsular en 2016	51
Figura 50. Esquema nuevo ciclo Brayton regenerativo.....	52
Figura 51. Diagrama T-s nuevo ciclo Brayton regenerativo	53
Figura 52. Esquema ciclo Brayton para el desarrollo de la aplicación.....	54
Figura 53. Esquema ciclo Brayton regenerativo para el desarrollo de la aplicación.....	54
Figura 54. Esquema ciclo Brayton nuevo regenerativo para el desarrollo de la apl	55
Figura 55. Resultados ciclo Brayton $r_c = 5$	58
Figura 56. Resultados ciclo Brayton regenerativo $r_c = 5$	59
Figura 57. Resultados ciclo Brayton nuevo regenerativo $r_c = 5s$	60
Figura 58. Resultados ciclo Brayton $r_c = 10$	61
Figura 59. Resultados ciclo Brayton nuevo regenerativo $r_c = 10$	62
Figura 60. Resultados ciclo Brayton nuevo regenerativo $r_c = 10$	63
Figura 61. Resultados ciclo Brayton $r_c = 15$	64
Figura 62. Resultados ciclo Brayton regenerativo $r_c = 15$	65
Figura 63. Resultados ciclo Brayton nuevo regenerativo $r_c = 15$	66
Figura 64. Trabajo específico adimensional frente a relación de presiones en la primera turbina	71
Figura 65. Rendimiento frente relación de presiones en la primera turbina.....	72
Figura 66. Calor absorbido específico adimensional frente a relación de presiones en la primera turbina	73
Figura 67. Calor absorbido por unidad de potencia neta frente a la relación de presiones en la primera turbina..	74

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Evolución de la estructura de la generación peninsular (TWh)	27
Tabla 2. Trabajo neto específico adimensional	67
Tabla 3. Absorción de calor específico adimensional	67
Tabla 4. Rendimiento térmico.	68
Tabla 5. Temperatura reducida de flujo de aire expulsado al ambiente.	69
Tabla 6. Calor absorbido por unidad de potencia.	69
Tabla 7. Calor expulsado por unidad de potencia.	70

1. INTRODUCCIÓN

Para la obtención de energía eléctrica existen diferentes tipos de centrales de producción de potencia. Todas ellas utilizan una fuente de energía de tipo químico, solar, eólico, nuclear o hidráulico, la cual transforman en energía eléctrica mediante diferentes procesos o ciclos de potencia.

Las centrales de producción eléctrica pueden ser de tipo: termoeléctrico, hidroeléctrico, eólico y fotovoltaico.

Las centrales de tipo termoeléctrico basan su funcionamiento en la obtención de energía eléctrica, elevando a grandes temperaturas un fluido de trabajo, el cual se encargará de producir energía eléctrica mediante el giro de los álabes de una turbina a grandes revoluciones.

El fluido de trabajo suele ser agua o aire. Según el tipo de fluido utilizado en la obtención de potencia, las centrales basan su funcionamiento en los llamados ciclos de vapor (Rankine), en los ciclos de turbinas de gas (Brayton) o la combinación de ambas (ciclo combinado).

La forma más extendida de central de producción de potencia eléctrica basa su funcionamiento en la utilización de ciclos de vapor. Sin embargo, este tipo de instalaciones poseen un tiempo de respuesta mucho más lento que los ciclos de turbina de gas. Además, los ciclos de turbina de gas, se implementan en instalaciones pequeñas con gran relación potencia-tamaño, por lo que también son utilizados en diferentes medios de transporte aeronáutico y naval.

Uno de los mayores inconvenientes de los ciclos Brayton es el desaprovechamiento del gas expandido a alta temperatura. Comúnmente, esta característica se suele utilizar en favor de la producción de potencia combinando un ciclo de gas con un ciclo de vapor. También se puede incluir un intercambiador de calor, denominado regenerador cuyo efecto es producir un aumento del rendimiento de ciclo.

El objetivo de este trabajo es el análisis comparativo de un nuevo ciclo Brayton, denominado ciclo Brayton nuevo regenerativo, donde M. Goodarzi en la publicación *Energy Conversion and Managment* en 2016 [1], publica un estudio que recoge una modificación del ciclo Brayton regenerativo en busca de un mayor rendimiento y una reducción del flujo de aire caliente expulsado al ambiente.

Para realizar el análisis comparativo de este nuevo ciclo frente a otros tipos de ciclo Brayton, se desarrolla previamente modelos termodinámicos de cada ciclo y una interfaz gráfica a la que se ha denominado GUI, basándose en el entorno de programación MATLAB®.

Con la ayuda de esta interfaz y los cálculos aportados por los modelos, ha podido concluirse que este nuevo ciclo posee un mayor rendimiento térmico con respecto al ciclo Brayton regenerativo a medida que se produce un aumento en la relación de compresión del ciclo y una reducción de flujo de aire caliente expulsado al ambiente.

También se observa un aumento de la utilidad del regenerador con respecto al ciclo regenerativo original a medida que se aumenta la relación de compresión.

2. ANÁLISIS TERMODINÁMICO

2.1. Sistemas.

Para poder realizar el estudio de un ciclo termodinámico, debemos considerarlo como un sistema. Un sistema es aquel elemento que deseamos analizar, desde un compresor o una caldera, hasta un ciclo de potencia.

Existen dos tipos de sistemas: sistemas cerrados y volúmenes de control.

Un sistema cerrado es aquel que posee siempre la misma cantidad de materia, puesto que no hay transferencia de masa con el exterior. Un ejemplo de sistema cerrado sería el cilindro de un motor de combustión interna en cuyo movimiento se produce la compresión y la expansión del gas contenido en su interior.

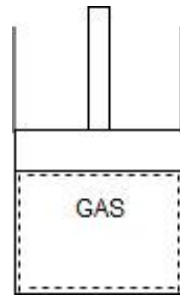


Fig. 1. Sistema cerrado

Un volumen de control es aquel donde la masa puede cruzar la frontera del sistema, entendiéndose como frontera los límites del sistema. Los volúmenes de control también se conocen como sistemas abiertos.

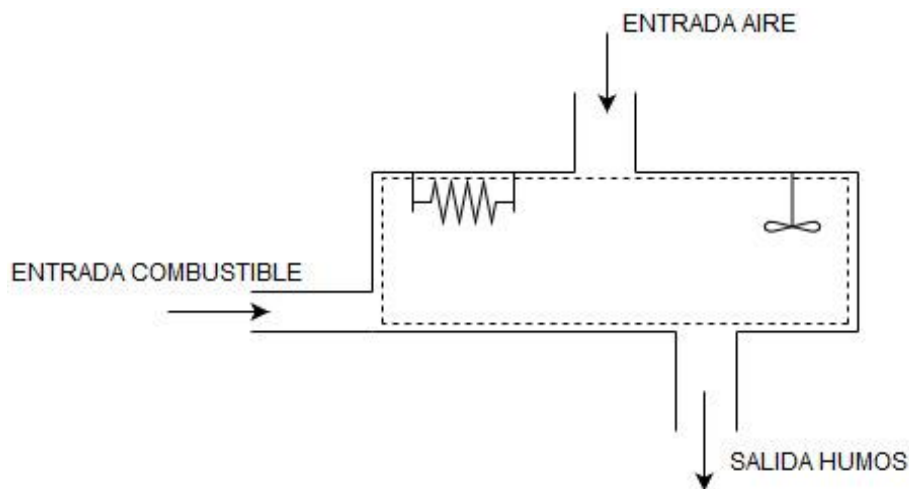


Fig. 2. Sistema abierto

Tanto en la figura 1 como en la figura 2 se considera como frontera la línea de puntos marcada.

2.2. Propiedad, estado y proceso.

Para poder definir un sistema y analizar su comportamiento, hemos de conocer un conjunto de propiedades del mismo y poder relacionarlas entre ellas. Definimos así las propiedades como las características macroscópicas de un sistema: masa, volumen, presión, temperatura y energía.

El estado de un sistema expresa el conjunto de propiedades en un determinado instante de tiempo. Cuando se produce una variación de un estado a otro debido a que han cambiado las propiedades del sistema, se dice que el sistema ha sufrido un proceso.

Los procesos pueden ser: isotérmicos, isobáricos, isocóricos, adiabáticos, politrópicos y sin intercambio de trabajo.

En el desarrollo de este trabajo se van a estudiar los diferentes procesos que suceden a lo largo de un ciclo termodinámico. Por ello, definimos como ciclo termodinámico a la secuencia de procesos que empieza y termina en el mismo estado. Para pasar de un estado a otro debe haber una variación de energía.

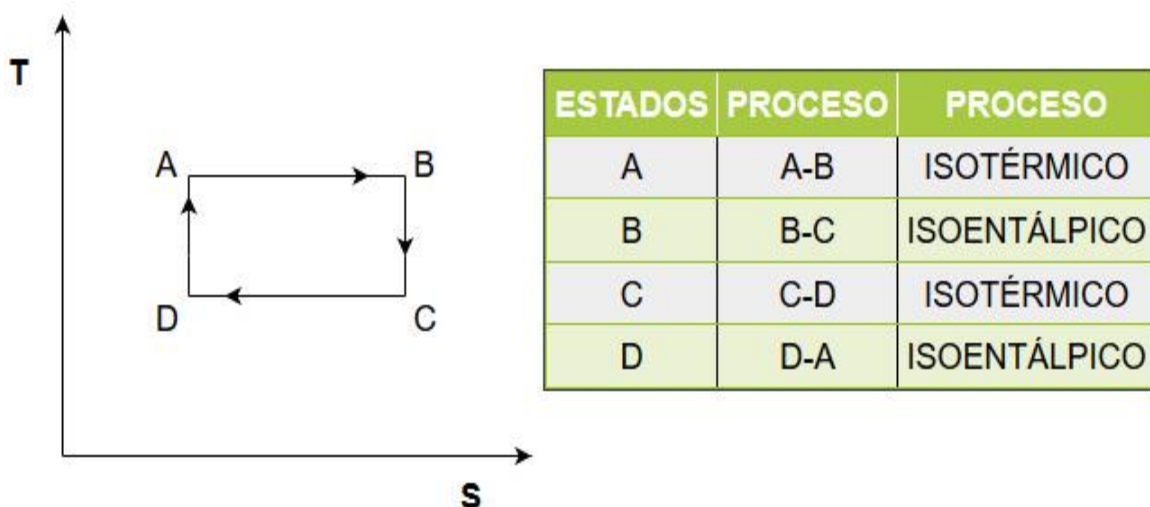


Fig. 3. Ciclo termodinámico

El objetivo de este trabajo es el estudio de un ciclo de potencia: aquellos que comunican térmicamente un foco caliente y un foco frío para la producción de energía eléctrica.

2.3. Primer y segundo principio de la Termodinámica.

El trabajo realizado por o sobre un sistema cerrado adiabático entre un estado inicial A y un estado final B, solo depende de estos estados y no del proceso seguido entre ellos:

$$E_B - E_A = Q - W \quad (2.1)$$

Definiendo como la variación de energía como la suma de las variaciones de energía interna, energía potencial y energía cinética:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_{cinética} + \Delta E_{potencial} \quad (2.2)$$

Siendo el trabajo W :

$$W = \int_A^B P dV \quad (2.3)$$

Para poder utilizar correctamente el primer principio hay que establecer un criterio de signos:

- Calor aportado al sistema: $Q > 0$
- Calor aportado por el sistema: $Q < 0$
- Trabajo realizado por el sistema: $W > 0$
- Trabajo aportado al sistema: $W < 0$

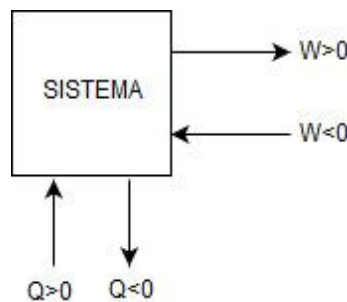


Fig. 4. Criterio de signos

El segundo principio de la termodinámica hace referencia a la irreversibilidad σ en el proceso entre un estado A y un estado B:

$$S_B - S_A = \int_A^B \frac{dQ}{T} + \sigma \quad (1.4)$$

Un estado es reversible cuando σ es igual a 0.

Cabe destacar que tanto el primer como el segundo principio también pueden escribirse en forma diferencial (2.5) (2.7) e instantánea (2.6) (2.8):

$$dE = dQ - dW \quad (2.5)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.6)$$

$$dS = \frac{dQ}{T} + \sigma \quad (2.7)$$

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d\dot{Q}}{T} + \dot{\sigma} \quad (2.8)$$

2.4. Análisis de un volumen de control.

En el anterior apartado se han definido dos conceptos imprescindibles para el desarrollo de este trabajo. Sin embargo, para el análisis de los diferentes equipos que componen un ciclo de potencia, resulta más sencillo utilizar el concepto de volumen de control, puesto que los flujos de masa entran y salen de dichos sistemas. Se supone estado estacionario y flujos másicos a la entrada y a la salida.

Al estudiar un sistema por el método de volumen de control, se realiza un balance de masa y un balance de energía del mismo, que nos permite conocer el intercambio de calor y de trabajo producido a través de la frontera.

Para el desarrollo del balance de masa de un volumen de control se utiliza la siguiente expresión:

$$\frac{d\dot{m}_{\text{volumen control}}}{dt} = \sum \dot{m}_{\text{entrada}} - \sum \dot{m}_{\text{salida}} \quad (2.9)$$

El término $\frac{d\dot{m}_{\text{volumen control}}}{dt}$ hace referencia a la velocidad de variación de flujo másico a lo largo del volumen del control en un determinado instante de tiempo. Al tratarse de estado estacionario, este término es igual a cero. Por tanto, los flujos de masa que entran al sistema y los que salen, son iguales:

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} = \dot{m} \quad (2.10)$$

El flujo másico se mide en kg/s y al tratarse de un flujo unidimensional también se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \rho A c \quad (2.11)$$

Siendo ρ la densidad del fluido de trabajo (kg/m^3); A la superficie normal a la dirección del fluido (m^2) y c la velocidad del fluido (m/s).

En cuanto al balance de energía a lo largo del volumen de control se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{d\dot{E}_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2}c_e^2 + gz_e) - \sum \dot{m}_s (h_s + \frac{1}{2}c_s^2 + gz_s) \quad (2.12)$$

La diferencia existente entre (1.12) y un balance de energía en un sistema cerrado, es la aparición de la suma de los flujos de energía interna ($h=u+Pv$), cinética ($c^2/2$) y

potencial (gz) que entran y salen del volumen de control.

Además, al tratarse de estado estacionario, el término $\frac{d\dot{E}_{VC}}{dt}$ es igual a 0 por lo que reordenando la ecuación (1.10) y dividiéndola por el flujo másico, resulta:

$$0 = \frac{\dot{Q}_{VC}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_{VC}}{\dot{m}} + (h_e - h_s) + \frac{1}{2}(c_e^2 - c_s^2) + g(z_e - z_s) \quad (2.13)$$

Para finalizar el análisis de un volumen de control, no hay que olvidar realizar un balance de entropía al mismo para poder conocer la reversibilidad del proceso:

$$\frac{d\dot{s}_{VC}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma} \quad (2.14)$$

Siendo $\dot{\sigma} \geq 0$.

2.5. Componentes de un ciclo de potencia.

En esta sección se va a realizar un análisis termodinámico de los dispositivos más comunes en los ciclos de potencia. Además se presentarán las diferentes hipótesis utilizadas para cada dispositivo, teniendo en cuenta que se encuentran en estado estacionario.

En primer lugar se analizarán los conductos por los cuales circula el fluido de trabajo y que conectan los diferentes dispositivos entre sí.

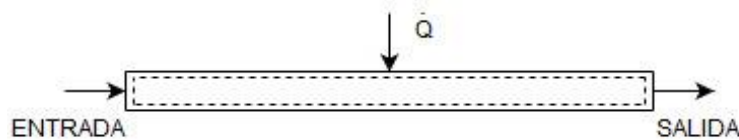


Fig.5. Conducto con calentamiento horizontal.

En Fig.5 se muestra un conducto cuyas áreas de entrada y salida son iguales, el fluido de trabajo es un líquido incompresible caloríficamente perfecto (*LICP*), estado estacionario, variaciones de energía cinética y potencial nulas y que es calentado a lo largo de toda su longitud con un valor \dot{Q} .

Aplicando un balance de masa y energía al volumen de control dibujado a lo largo del conducto, obtenemos:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}(h_e - h_s)$$

Al tratarse de un *LICP*, la variación de entalpía puede expresarse como:

$$h_s - h_e = \Delta h = c\Delta T + v\Delta P \quad (2.15)$$

Donde c es el calor específico del fluido en $J/(kg \cdot K)$; v es el volumen específico en m^3/kg ; ΔT es la variación de temperatura entre la salida y la entrada del conducto en K ; ΔP es la variación de presión entre la salida y la entrada del conducto en Pa .

Por tanto, el balance de energía resultaría:

$$\dot{Q} = \dot{m}(c\Delta T + v\Delta P)$$

Si el valor de $\dot{Q} = 0$, hecho que suponemos en los conductos de las instalaciones que se van a estudiar en apartados posteriores, observamos que el sistema permanece invariable, es decir, que el fluido de trabajo iría de un componente a otro del ciclo de potencia sin pérdidas de carga ni de velocidad dentro del conducto.

A continuación se va a tratar un conducto donde la variación de energía cinética y potencial es mayor que 0:

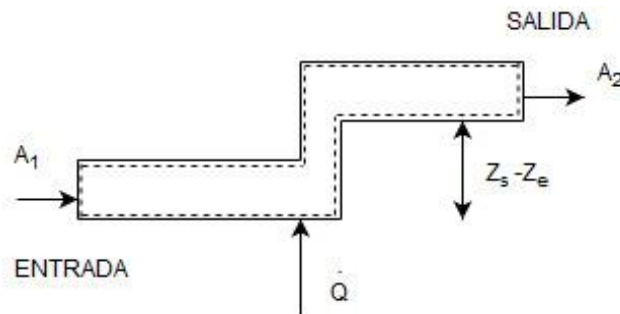


Fig. 6 Conducto con diferencia de cotas.

Para que la variación de energía cinética sea diferente de 0 el área de entrada (A_1) ha de ser diferente al área de salida (A_2). Del mismo modo, para que haya una variación de energía potencial, debe haber una diferencia de cotas entre la entrada y la salida del conducto.

Aplicando el balance de masa, energía y entropía al sistema, obtenemos:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m} = \rho A_i c_i$$

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}(h_e + \frac{1}{2}c_e^2 + gz_e) - \dot{m}(h_s + \frac{1}{2}c_s^2 + gz_s)$$

$$0 = \int \frac{d\dot{Q}}{T} + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}$$

Para modificar la velocidad del fluido en la dirección del flujo sin necesidad de introducir trabajo al sistema, se utilizan toberas y difusores.

El funcionamiento de estos dispositivos se basa en la variación del área de entrada y de salida para producir un cambio en la velocidad del flujo, puesto que no se introduce trabajo ni calor al sistema.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m} = \rho A_i c_i$$

$$0 = \dot{m}(h_e + \frac{1}{2}c_e^2) - \dot{m}(h_s + \frac{1}{2}c_s^2)$$

$$h_e + \frac{1}{2}c_e^2 = h_s + \frac{1}{2}c_s^2$$

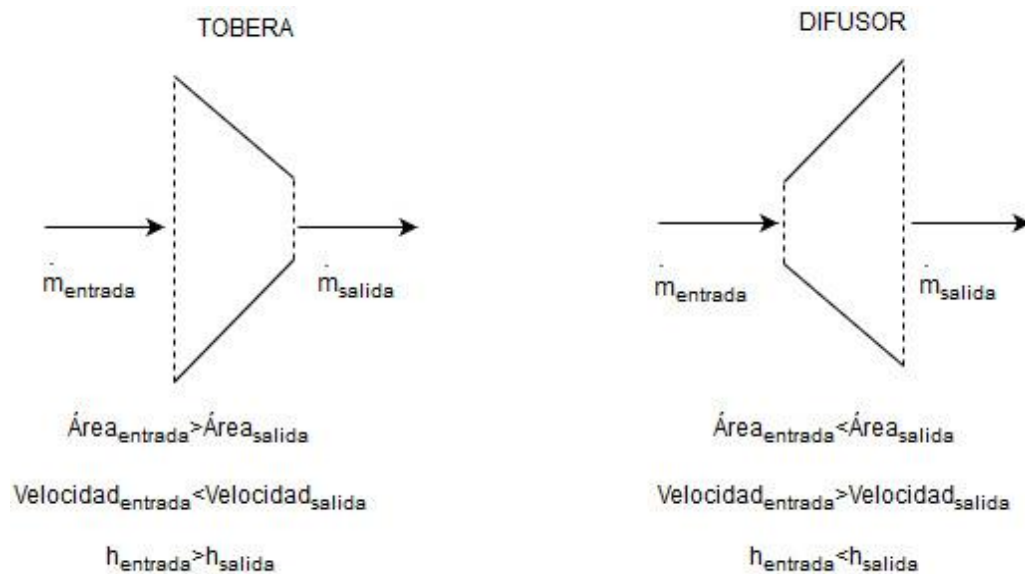


Fig. 7 Toberas y difusores.

Para producir un aumento en la presión del fluido se utilizan los compresores (gas) y las bombas (líquido). En el caso del compresor, se considerará al fluido como un gas ideal caloríficamente perfecto (*GICP*) donde la entalpía y la entropía pueden expresarse de la siguiente manera:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (2.16)$$

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_f}{T_i} - R \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (2.17)$$

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_f}{T_i} - R \ln \frac{V_f}{V_i} \quad (2.18)$$

Del mismo modo, en las bombas se trabajará con *LICP*, de manera que la entalpía puede expresarse como en (1.15) y la entropía puede expresarse:

$$\Delta s = c \ln \frac{T_f}{T_i} \quad (1.19)$$

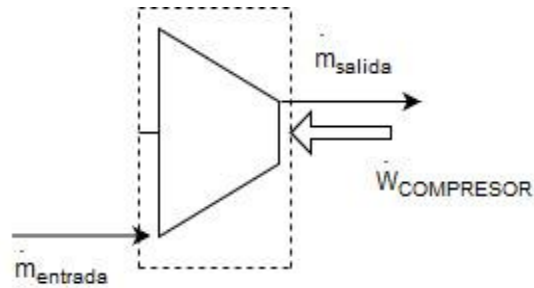


Fig.8 Compresor.

Aplicando balance de masa, energía y entropía al compresor:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

Puesto que es un sistema estacionario, no hay adición de calor y la variación de energía cinética y potencial es nula:

$$\frac{d\dot{E}_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s \right)$$

$$0 = 0 - (-\dot{W}_{Compresor}) + \dot{m}(h_e - h_s)$$

Aplicando *GICP*:

$$\dot{W}_{Compresor} = \dot{m}(h_s - h_e) = c_p \Delta T \quad (2.19)$$

Balance de entropía:

$$\frac{d\dot{S}_{VC}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}$$

$$0 = 0 + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}$$

Una vez obtenido el balance entropía en el sistema, vamos a diferenciar el comportamiento del compresor para un sistema reversible o ideal donde $\dot{\sigma} = 0$ ($s_e = s_s$) y un sistema irreversible o real donde $\dot{\sigma} > 0$ ($s_e > s_s$). Así definimos el rendimiento isentrópico de un compresor:

$$\eta_{compresor} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} = \frac{\dot{m}(h'_s - h_e)}{\dot{m}(h_s - h_e)} = \frac{T'_s - T_e}{T_s - T_e} < 1 \quad (2.20)$$

De (1.21) se obtiene que el valor del trabajo en condiciones reales es mayor que el trabajo utilizado en condiciones ideales.

Del mismo modo, se realizan los balances de una bomba, considerando las mismas hipótesis que en el compresor excepto que el fluido de trabajo es un *LICP*. Por tanto:

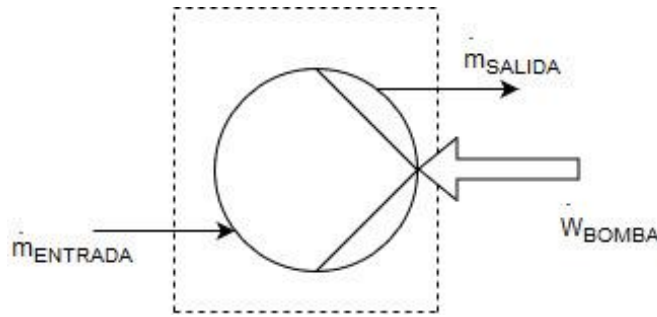


Fig. 9 Bomba.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

$$\dot{W}_{Bomba} = \dot{m}(h_s - h_e) = \dot{m}[c\Delta T + \frac{1}{\rho}\Delta P] \quad (2.21)$$

$$0 = 0 + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}$$

$$\eta_{compresor} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} = \frac{\dot{m}[c(T'_s - T_e) + \frac{1}{\rho}(P'_s - P_e)]}{\dot{m}[c(T_s - T_e) + \frac{1}{\rho}(P_s - P_e)]} = \frac{\frac{1}{\rho}(P'_s - P_e)}{c(T_s - T_e) + \frac{1}{\rho}(P_s - P_e)} < 1 \quad (2.22)$$

Hay que tener en cuenta que si el sistema es ideal ($\dot{\sigma} = 0$), la variación de entropía es 0 por lo que $T'_s = T_e$. Además $P'_s = P_s$.

Las turbinas son dispositivos presentes en diversos ciclos de potencia donde se transforma la energía interna del fluido (gas o líquido) en energía mecánica para producir energía eléctrica. Son muy empleadas en ciclos de vapor y en ciclos de gas. El vapor sobrecalentado/gas entra en la turbina y se expande hasta una presión menor que la de entrada, produciéndose trabajo.

Se considerará que la turbina se encuentra en estado estacionario, sistema adiabático y variaciones de energía cinética y potencial igual a 0.

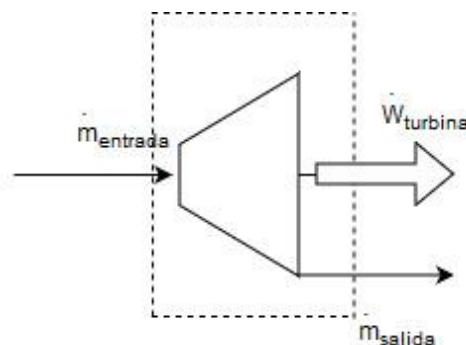


Fig. 10 Turbina.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

$$0 = 0 - (+\dot{W}_{Turbina}) + \dot{m}(h_e - h_s)$$

$$\dot{W}_{Turbina} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (2.23)$$

En función del fluido de trabajo utilizado en la turbina, la diferencia de entalpías podrá calcularse aplicando *GICP* si se trata de un gas o bien utilizando *LICP* si el fluido de trabajo se encuentra en estado líquido. Sin embargo, en un ciclo de vapor se ha de calcular la diferencia de entalpías, obteniendo el valor de la entrada y de la salida a partir de tablas de propiedades.

El balance de entropía no varía con respecto al de un compresor/bomba, pero si que lo hace su rendimiento:

$$\eta_{Turbina} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{\dot{m}(h_e - h_s)}{\dot{m}(h_e - h'_s)} < 1 \quad (2.24)$$

La expresión (1.25) se puede desarrollar en función del fluido de trabajo como se ha realizado en casos anteriores. Cabe destacar, que el \dot{W}_{ideal} es mayor que \dot{W}_{real} , por lo que el rendimiento se calcula de manera diferente que en bombas y compresores.

Otro elemento indispensable en los ciclos de potencia son los intercambiadores de calor. Se tatan de dispositivos en los que se intercambia energía entre fluidos mediante transferencia de calor: una corriente caliente de fluido que intercambia calor con una corriente fría. Los intercambiadores pueden ser abiertos o de mezcla donde se juntan las corrientes o cerrados donde se produce la transferencia de energía sin que las corrientes se mezclen. Uno de los intercambiadores más comunes en los sistemas de refrigeración de las centrales de potencia son los condensadores.

Para el estudio de los intercambiadores de calor consideramos: estado estacionario, $\Delta E_{potencial} = \Delta E_{cinética} = 0$, $\dot{W} = 0$, $\dot{Q} = 0$ y pérdida de carga en los conductos del sistema nula.

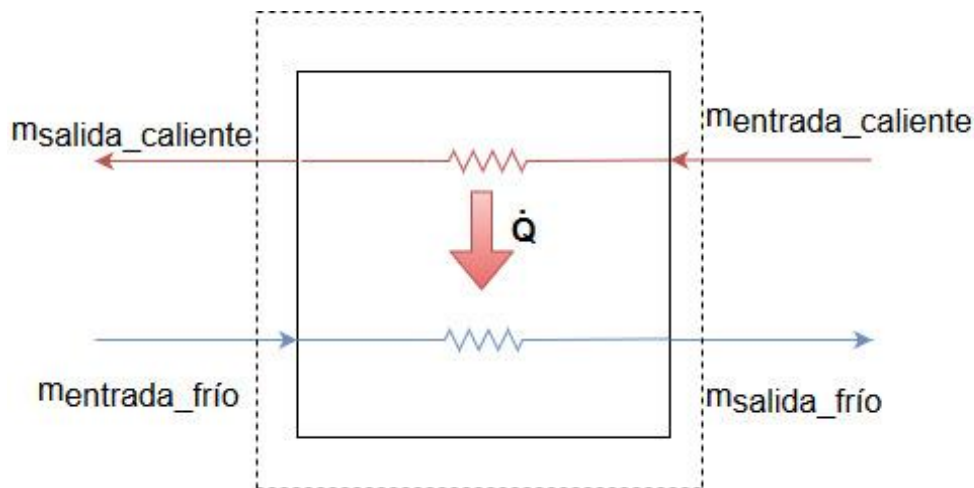


Fig.11 Intercambiador cerrado.

La obtención de los balances de masa, energía y entropía en un intercambiador cerrado

se pueden realizar mediante el estudio del volumen de control a lo largo del conducto de fluido caliente e igualando con las ecuaciones obtenidas a lo largo del conducto de fluido frío o también realizando el estudio del volumen del control de todo el sistema como se observa en Fig. 11. De ambas maneras se obtiene el mismo resultado.

Balance de masa, energía y entropía según Fig. 11:

$$\dot{m}_{\text{entrada_caliente}} = \dot{m}_{\text{salida_caliente}} = \dot{m}_{\text{caliente}}$$

$$\dot{m}_{\text{entrada_frío}} = \dot{m}_{\text{salida_frío}} = \dot{m}_{\text{frío}}$$

$$0 = 0 - 0 + \dot{m}_{\text{caliente}} (h_{e_{\text{caliente}}} - h_{s_{\text{caliente}}}) - \dot{m}_{\text{frío}} (h_{e_{\text{frío}}} - h_{s_{\text{frío}}})$$

En el balance de energía $\dot{Q} = 0$, puesto que no atraviesa las fronteras del volumen de control. En el caso de haber realizado un volumen de control a lo largo de conducto si que habría que haber introducido el valor de \dot{Q} : con signo positivo en el conducto frío y con signo negativo en el conducto caliente. Al igualar las ecuaciones, dichas \dot{Q} , se anularían.

$$\dot{m}_{\text{caliente}} (h_{e_{\text{caliente}}} - h_{s_{\text{caliente}}}) = \dot{m}_{\text{frío}} (h_{s_{\text{frío}}} - h_{e_{\text{frío}}}) \quad (2.25)$$

$$\dot{\sigma} = \dot{m}_{\text{caliente}} (s_{s_{\text{caliente}}} - s_{e_{\text{caliente}}}) + \dot{m}_{\text{frío}} (s_{s_{\text{frío}}} - s_{e_{\text{frío}}}) \quad (2.26)$$

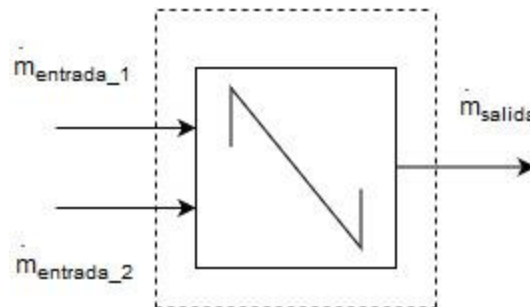


Fig. 12 Mezclador.

En el caso de un mezclador las corrientes de fluido de entrada se mezclan para dar lugar a una única corriente de salida, por lo que al realizar un estudio sobre el sistema, obtenemos:

$$\dot{m}_{\text{entrada}_1} + \dot{m}_{\text{entrada}_2} = \dot{m}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_{\text{entrada}_1} (h_{\text{entrada}_1} - h_{\text{salida}}) + \dot{m}_{\text{entrada}_2} (h_{\text{entrada}_2} - h_{\text{salida}}) = 0 \quad (2.27)$$

$$\dot{\sigma} = \dot{m}_{\text{entrada}_1} (s_{\text{salida}} - s_{\text{entrada}_1}) + \dot{m}_{\text{entrada}_2} (s_{\text{salida}} - s_{\text{entrada}_2}) \quad (2.28)$$

En todo ciclo de potencia es necesaria una introducción de calor al sistema, comúnmente producido por una cámara de combustión en el caso de los ciclos de gas y

por una caldera en los ciclos de vapor. El funcionamiento de estos dispositivos se basa en la quema de un combustible para producir un aumento en la temperatura de fluido de trabajo. Sin embargo, su funcionamiento se puede simplificar de acuerdo al siguiente esquema:

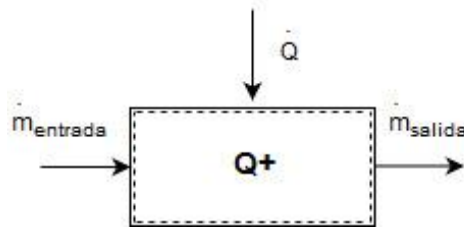


Fig. 13. Sistema de adición de calor.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{salida} - h_{entrada}) \quad (2.29)$$

En el esquema se observa que la adición de calor es proporcional a la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del sistema. En el caso de que el fluido que se esté calentando sea un *GICP* se aplicará (1.16) y en el caso de que sea vapor se recurrirá a tablas de propiedades.

Por último, se va a tratar de las válvulas. Las válvulas son un sistema de control que permite reducir la presión del fluido de trabajo (gas o líquido) sin necesidad de introducir trabajo al sistema: se trata de un proceso isoentálpico.

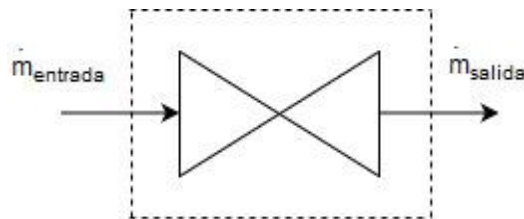


Fig. 14 Válvula.

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} = \dot{m}$$

$$0 = 0 - 0 + \dot{m}(h_e) - \dot{m}(h_s) \rightarrow \dot{m}(h_e) = \dot{m}(h_s) \quad (2.30)$$

$$\dot{\sigma} = \dot{m}(s_s - s_e)$$

3. PRODUCCIÓN DE POTENCIA

3.1. Ciclos de potencia.

Como se definió en el apartado 1.3, un ciclo termodinámico es una secuencia de procesos que empiezan y acaban en el mismo estado y que se repite periódicamente. Del mismo modo, se define como ciclo de potencia a aquellos ciclos termodinámicos que comunican térmicamente un foco caliente y un foco frío para la obtención de trabajo útil, donde no hay cambios netos de estado y la variación de energía y entropía en el ciclo son nulas.

Para poder definir el rendimiento termodinámico de un ciclo, es necesario realizar un análisis del esquema de un ciclo de potencia. Para ello se define un foco caliente con la temperatura más alta del sistema (T_C) suministrada y un foco frío con la temperatura más baja del sistema (T_F). Además, la transferencia de calor desde el foco caliente hasta el sistema es representado por Q_C y la transferencia de calor desde el sistema al foco frío aparece representada por Q_F .

Una vez definidos ambos focos, procedemos a relizar un balance de energía y de entropía del sistema:

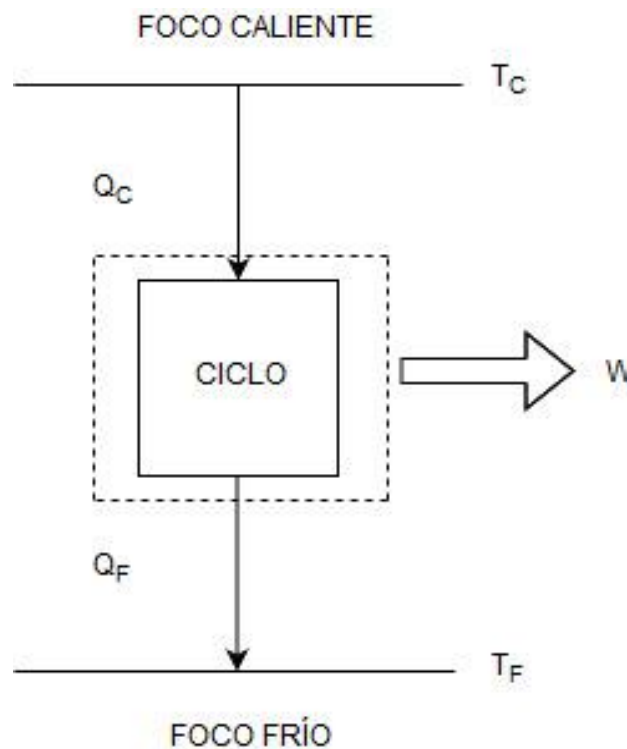


Fig. 15. Representación esquemática de un ciclo de potencia.

$$\Delta E_{ciclo} = Q_C - Q_F - W_{ciclo} \longrightarrow W_{ciclo} = Q_C - Q_F \quad (3.1)$$

$$\Delta S_{\text{ciclo}} = \frac{Q_C}{T_C} - \frac{Q_F}{T_F} + \sigma \quad \sigma \geq 0$$

Como se enunció en la definición de ciclo de potencia, la variación de energía y de entropía del ciclo son nulas, por lo cual, se puede definir (1.32), hecho que ayudará a definir el rendimiento termodinámico del sistema.

Se entiende como rendimiento termodinámico del ciclo, a la cantidad de trabajo producida en ciclo W_{ciclo} en función de la energía suministrada al mismo Q_C :

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{Q_{\text{suministrado}}} = \frac{Q_C - Q_F}{Q_C} = 1 - \frac{Q_F}{Q_C} < 1 \quad (3.2)$$

Una vez definido el rendimiento termodinámico de un ciclo de potencia, es necesario introducir un ejemplo de ciclo de potencia reversible que opera entre dos focos térmico y sirve de modelo para los ciclos de potencia reales: ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot consta de 4 procesos internamente reversibles:

- Compresión a entropía constante.
- Adición de calor a temperatura constante.
- Expansión a entropía constante.
- Rechazo de calor a temperatura constante.

Se trata de dos procesos adiabáticos reversibles y de dos procesos isoterms como se puede observar en el diagrama T-s mostrado a continuación:

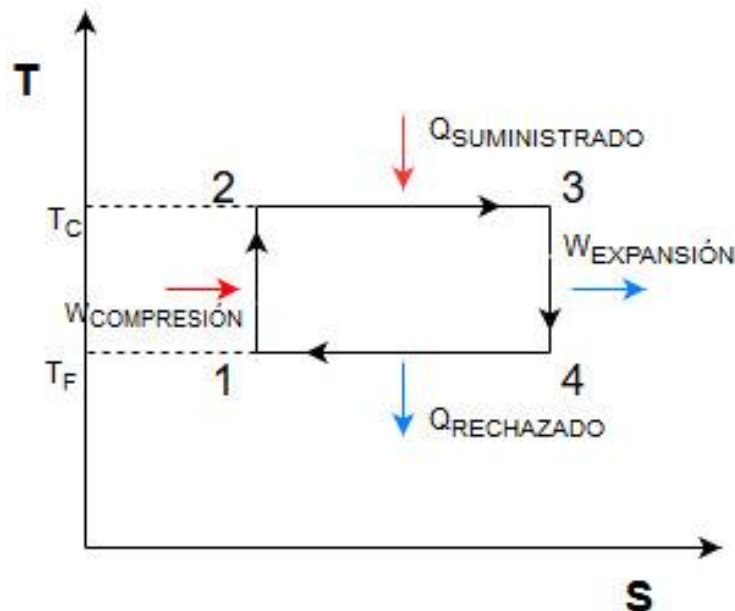


Fig. 16 Diagrama T-s ciclo de Carnot.

Los procesos adiabáticos reversibles son los procesos 1-2 y 3-4 y los procesos isotermos son 2-3 y 4-1.

Del mismo modo que definimos con anterioridad el rendimiento de un ciclo de potencia, procedemos a calcular el rendimiento en un ciclo de Carnot. Para ello realizamos el balance de energía y entropía del sistema:

$$\Delta E_{\text{ciclo}} = Q_{\text{SUMINISTRADO}} - Q_{\text{RECHAZADO}} - W_{\text{EXPANSIÓN}} - (-W_{\text{COMPRESIÓN}}) = 0$$

$$\Delta S_{\text{ciclo}} = \frac{Q_C}{T_C} - \frac{Q_F}{T_F} + \sigma = 0 \rightarrow \sigma = 0 \rightarrow \frac{Q_C}{T_C} = \frac{Q_F}{T_F}$$

Obteniendo como rendimiento en un ciclo de Carnot:

$$\eta_{\text{ciclo}} = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (3.3)$$

Cabe destacar que los ciclos reales van a tener un menor rendimiento que un ciclo de Carnot puesto que en un ciclo real existen irreversibilidades de diferentes tipos.

Las principales formas de obtención de potencia son mediante ciclos de vapor, ciclos de gas, motores de combustión interna y centrales hidroléctricas.

3.2. Ciclos de vapor.

La generación de potencia que tiene lugar en las centrales térmicas de vapor son aquellas en las que el fluido de trabajo es el agua. Estas centrales representan un papel muy importante en el suministro de energía eléctrica en España y existen diferentes tipos de centrales térmicas en función de la fuente de calor que es suministrada al sistema: combustible fósil, centrales nucleares, centrales termoeléctricas, centrales térmicas que utilizan energía geotérmica y centrales basadas en la gasificación de residuos y/o biomasa.

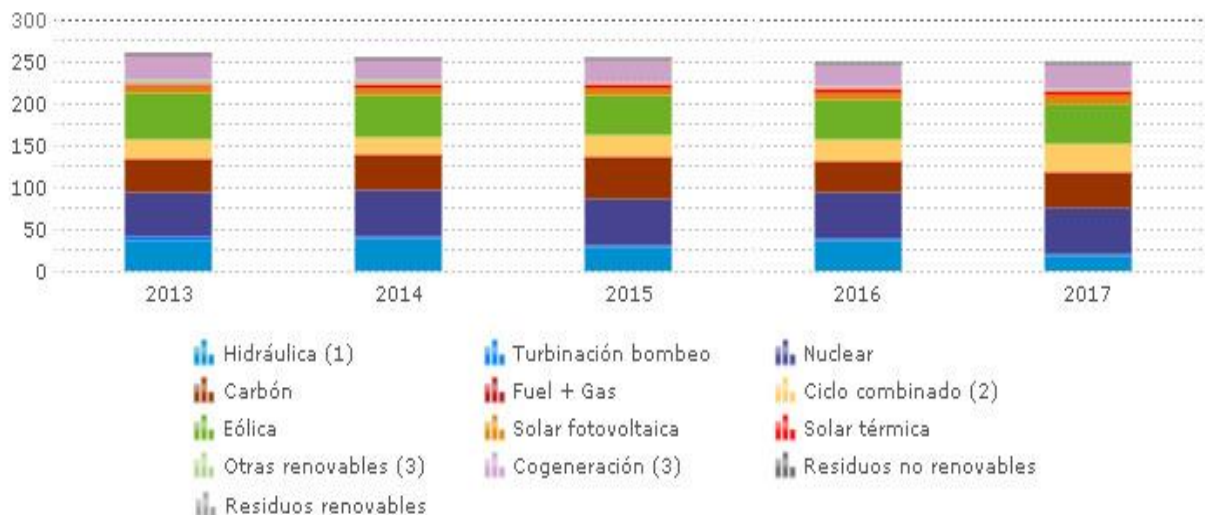


Fig. 17. Evolución de la estructura de la generación peninsular (TWh) [5]

	2013	2014	2015	2016	2017
Hidráulica (1)	37,4	39,1	28,3	36	18,4
Turbinación bombeo	3,3	3,4	2,9	3,1	2,2
Nuclear	54,3	54,9	54,8	56,1	55,6
Carbón	37,2	41,1	50,9	35,2	42,6
Fuel + Gas	0	0	0	0	0
Ciclo combinado (2)	24,4	21,3	25,3	25,7	33,9
Eólica	54,3	50,6	47,7	47,3	47,5
Solar fotovoltaica	7,9	7,8	7,8	7,6	8
Solar térmica	4,4	5	5,1	5,1	5,3
Otras renovables (3)	5,1	4,7	3,2	3,4	3,6
Cogeneración (3)	32	25,6	25,4	25,9	28,1
Residuos no renovables	0	0	2,3	2,5	2,5
Residuos renovables	0	0	0,7	0,6	0,7

TABLA 1. Evolución de la estructura de la generación peninsular (TWh) [5]

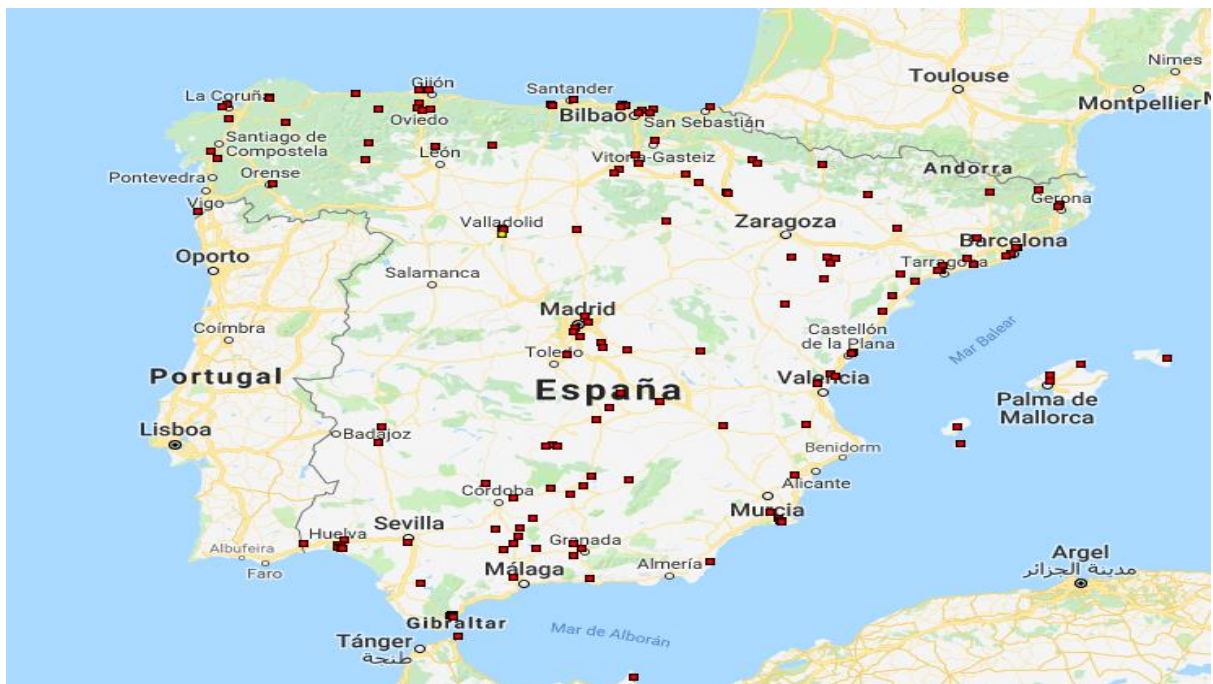


Fig. 18. Principales centrales térmicas de vapor en España. [11]

A pesar de los diferentes tipos de centrales térmicas de vapor existentes, todas utilizan el mismo esquema de funcionamiento que se divide en cuatro partes:

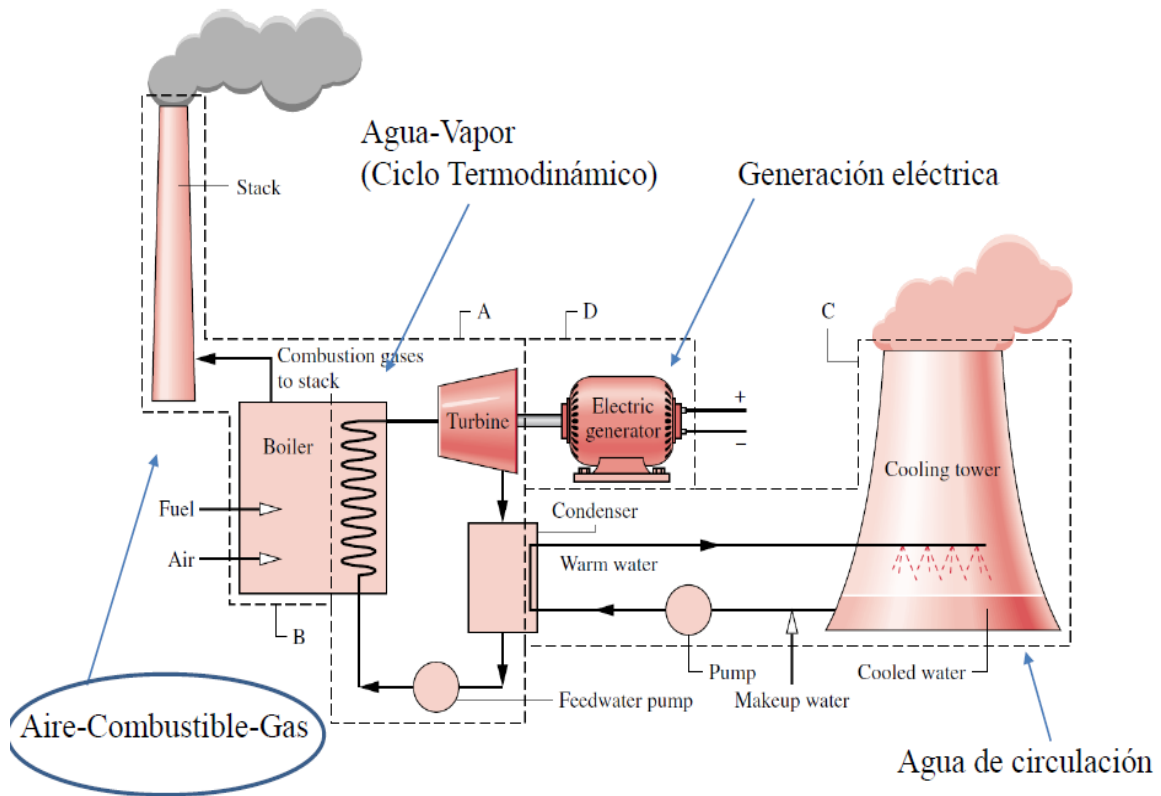


Fig. 19. Partes de una central térmica de vapor. [2]

- Parte A: Corresponde al ciclo termodinámico de Rankine. Es el lugar donde el calor suministrado al sistema se convierte en trabajo y por tanto, el subsistema de mayor interés para el estudio.

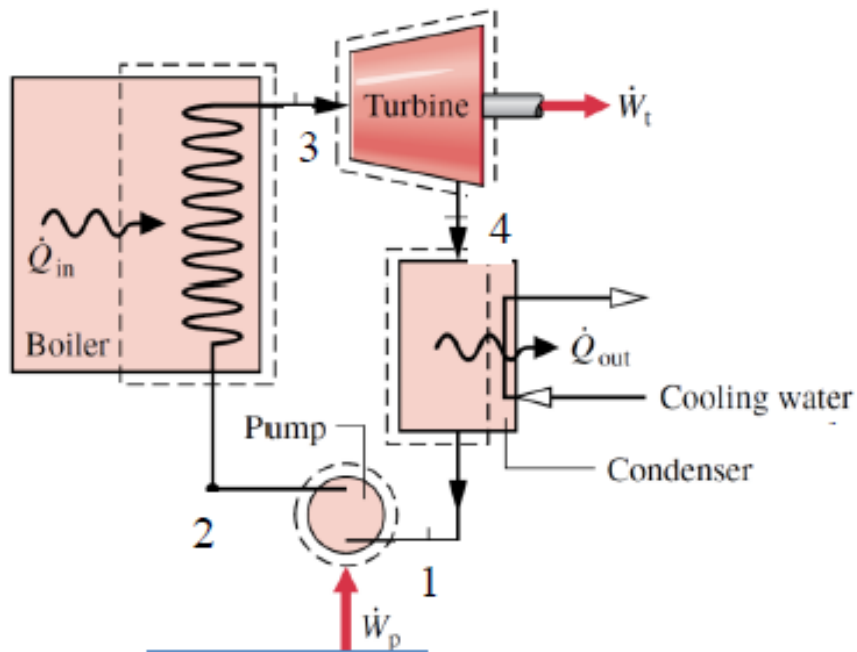


Fig. 20. Componentes ciclo de Rankine. [2]

- Parte B: Es la encargada de suministrar la energía necesaria para convertir el agua líquida del ciclo en vapor a través de la caldera. Esta energía puede ser suministrada a partir la combustión de combustibles fósiles, reacciones nucleares controladas, radiación solar e incluso biomasa o energía geotérmica.

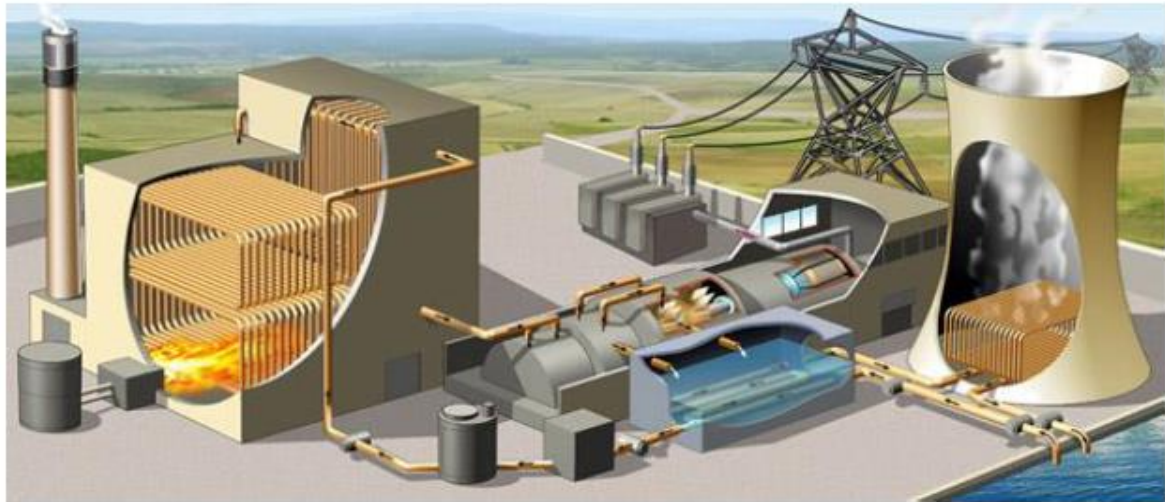


Fig. 21. Central térmica de vapor con caldera de combustible fósil. [9]

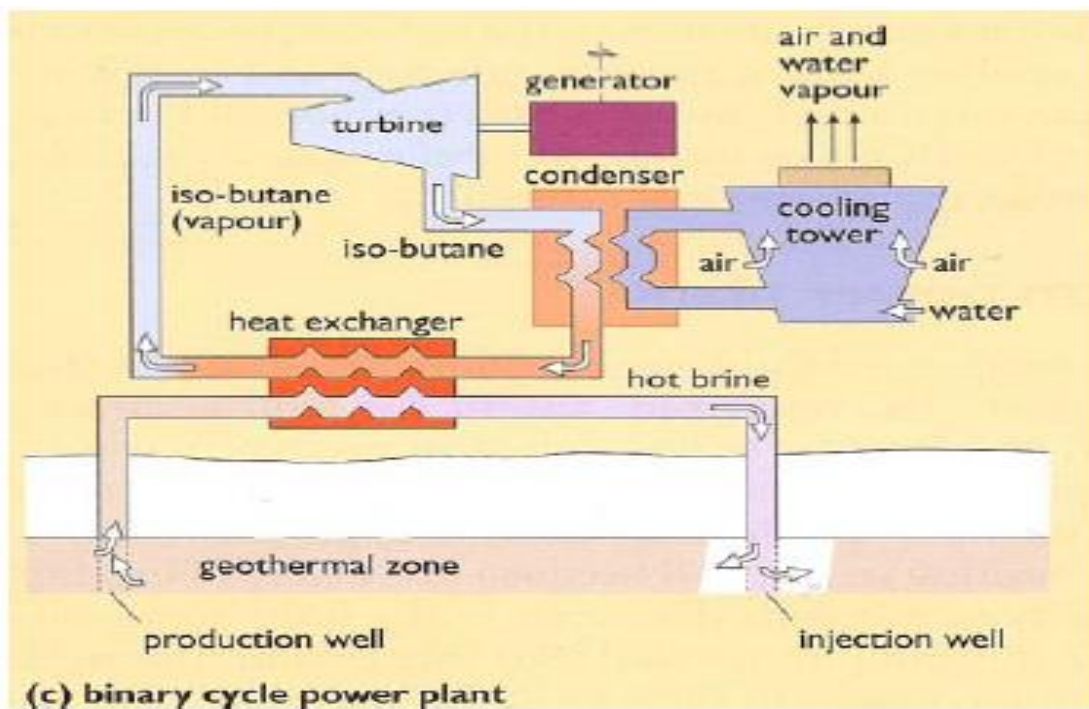


Fig. 22. ORC Organic Rankine Cycle (central geotérmica). [9]

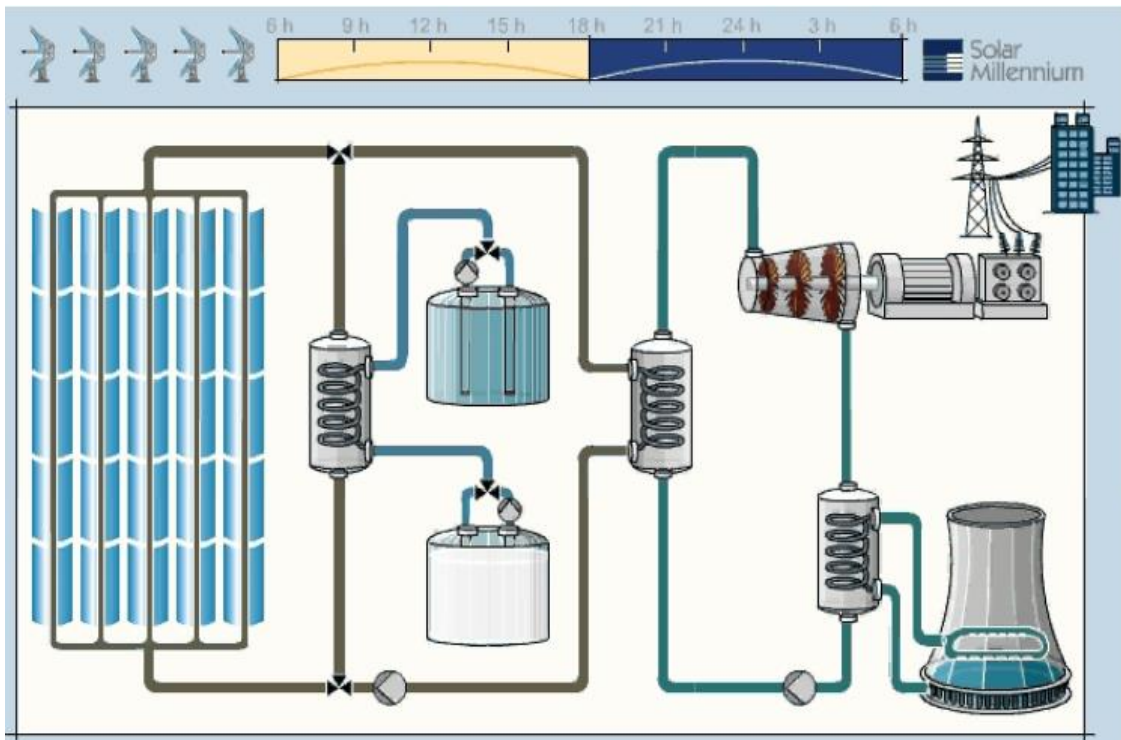


Fig. 23. Central solar de producción de energía eléctrica. [9]

Como se puede observar, los diferentes tipos de centrales poseen un patrón común cuya diferencia más visible consiste en la forma de introducir energía al sistema.

- Parte C: Consiste en el circuito de agua de refrigeración del ciclo. El vapor procedente de la turbina se convierte en agua líquida gracias al condensador que se alimenta de agua procedente de una torre de refrigeración.
- Parte D: Zona de generación eléctrica. El eje de la turbina es conectado a un generador eléctrico que transforma la energía mecánica en eléctrica.

Una vez definidas las partes de una central térmica de vapor debe recalcarse el estudio sobre la parte correspondiente al ciclo termodinámico de Rankine. Siguiendo el esquema de la Fig. 20. Se observan diferentes procesos suponiendo un ciclo sin irreversibilidades:

- 1-2 Compresión adiabática e isentrópica.
- 2-3 Adición de calor a presión constante (presión de evaporación).
- 3-4 Expansión adiabática e isentrópica.
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante (presión de condensación).

Representado este proceso en un diagrama T-s de agua, se observa una gran similitud con un ciclo de Carnot:

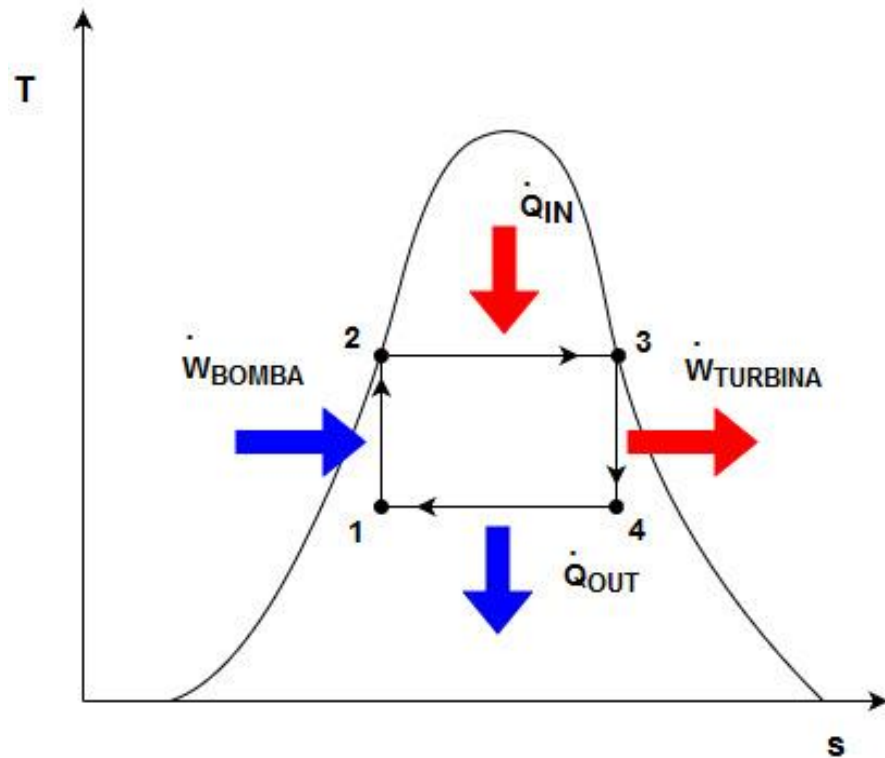


Fig.24. Diagrama T-s agua ciclo ideal.

Sin embargo, existen diversos inconvenientes que hacen que el ciclo Rankine tenga un menor rendimiento que un ciclo de Carnot:

- En el proceso 1-2 la bomba es incapaz de propulsar una mezcla de vapor y líquido, por lo que ese aumento de presión ha de situarse en la zona de líquido saturado.
- Si la expansión de la turbina se produce según aparece en la Fig. 24., se obtendría un rendimiento muy bajo del ciclo, por lo que habría que sobrecalentar el vapor a la entrada de la turbina.

Por tanto, un ciclo Rankine ideal, sin irreversibilidades, sin transferencia de calor al entorno y sin pérdidas de presión en los componentes que lo componen, en estado estacionario y con variaciones nulas de energía potencial y cinética, tendrá la siguiente forma:

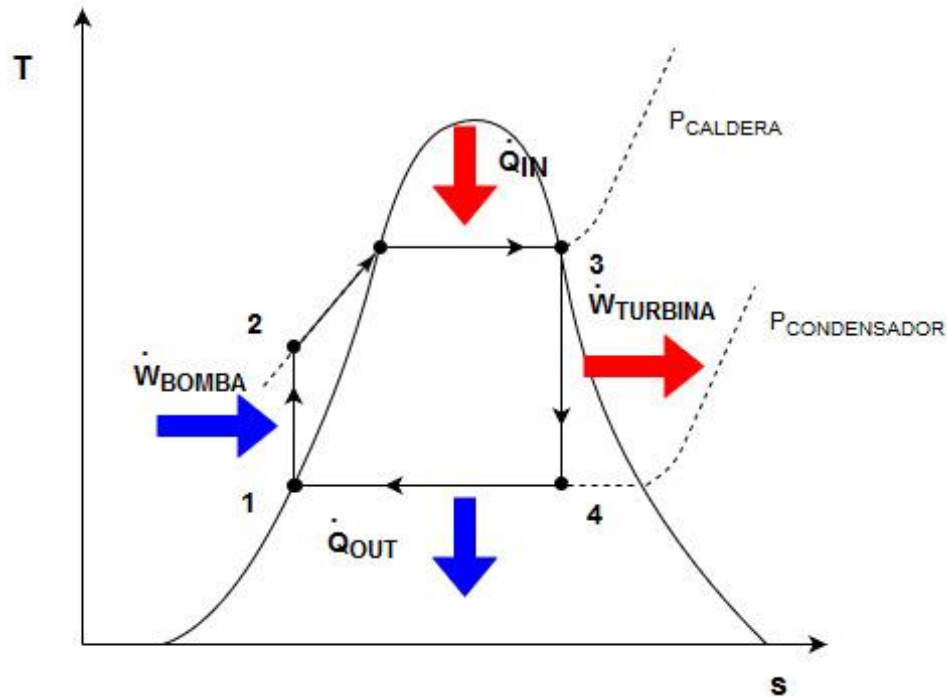


Fig. 25. Diagrama T-s ciclo Rankine ideal.

Los procesos existentes en ciclo siguen siendo los mismos:

- Proceso 1-2: Compresión isentrópica y adiabática desde el nivel de presión procedente del condensador ($P_{\text{CONDENSADOR}}$) hasta el nivel de presión superior donde se va a calentar el agua en la caldera (P_{CALDERA}). Este proceso tiene lugar en la bomba.
- Proceso 2-3: Adición de calor a presión constante (P_{CALDERA}). La máxima temperatura del ciclo se alcanza en el punto 3 a la salida de la caldera/entrada a la turbina. Este proceso tiene lugar en la caldera.
- Proceso 3-4: Expansión isentrópica y adiabática desde el nivel más alto de presión de presión (P_{CALDERA}) hasta el nivel inferior ($P_{\text{CONDENSADOR}}$). Este proceso se produce en la turbina.
- Proceso 4-1: Rechazo de calor a presión constante ($P_{\text{CONDENSADOR}}$). Este proceso es llevado a cabo en el condensador.

A continuación se va a realizar un análisis del ciclo. Se supone estado estacionario, sin irreversibilidades, sistemas adiabáticos sin pérdidas de carga en los dispositivos y sin variaciones de energía cinética y potencial.

Realizando un análisis al ciclo Rankine tal que las fronteras del volumen de control encierren al mismo, se observa (siguiendo el criterio de signos):

- El sistema recibe calor por parte de la caldera ($Q > 0$).
- El sistema rechaza calor en el condensador ($Q < 0$).

- El sistema recibe trabajo en la bomba ($W < 0$).
- El sistema produce trabajo en la turbina ($W > 0$).

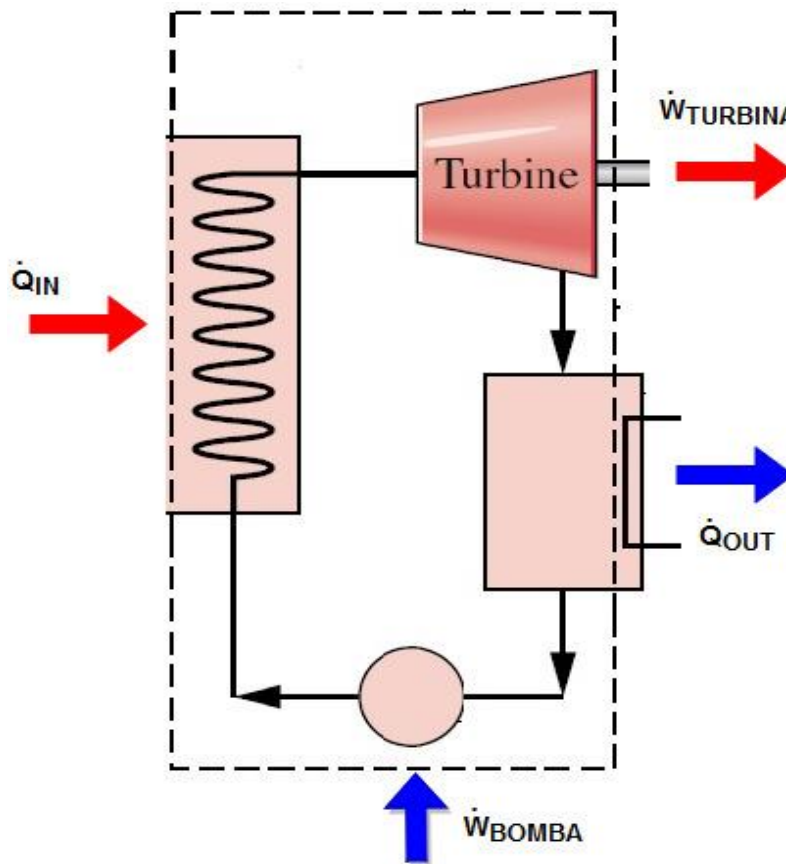


Fig. 26 Análisis Ciclo Rankine.

Balance de energía del sistema:

$$\frac{d\dot{E}_{VC}}{dt} = \sum \dot{Q}_{VC} - \sum \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s \right)$$

$$0 = \dot{Q}_{IN} - \dot{Q}_{OUT} - \dot{W}_{TURBINA} + \dot{W}_{BOMBA} \quad (3.4)$$

Se define como potencia neta del ciclo a la diferencia entre la potencia total suministrada por el sistema y la potencia total suministrada al sistema. En este caso:

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{TURBINA} - \dot{W}_{BOMBA} \quad (3.5)$$

Rendimiento:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{IN}} = \frac{\dot{Q}_{IN} - \dot{Q}_{OUT}}{\dot{Q}_{IN}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{OUT}}{\dot{Q}_{IN}} < 1 \quad (3.6)$$

Balance de entropía del sistema:

$$\frac{d\dot{S}_{VC}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_{IN}}{T_C} + \sum \frac{\dot{Q}_{OUT}}{T_F} + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{IN}}{T_C} + \frac{\dot{Q}_{OUT}}{T_F}; \dot{\sigma} = 0 \quad (3.7)$$

Para estudiar el comportamiento del ciclo también se pueden establecer las fronteras del volumen de control, alrededor de cada subsistema:

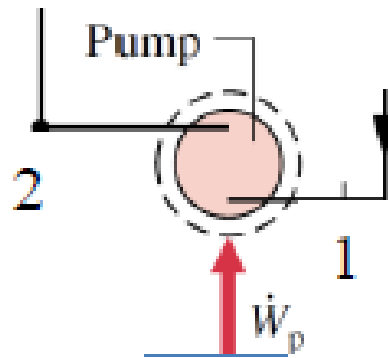


Fig. 27. Análisis bomba ciclo Rankine.

$$\sum \dot{m}_1 = \sum \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$\dot{W}_{BOMBA} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

$$s_1 = s_2$$

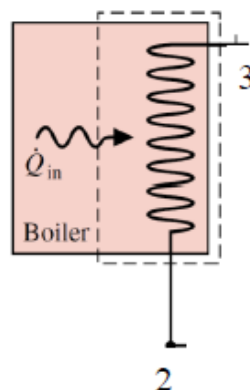


Fig. 28. Análisis caldera ciclo Rankine.

$$\sum \dot{m}_2 = \sum \dot{m}_3 = \dot{m}$$

$$\dot{Q}_{IN} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.9)$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{IN}}{T_C} + \dot{m}(s_2 - s_3) \quad (3.10)$$

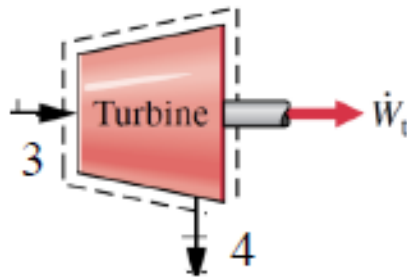


Fig. 29. Análisis turbina ciclo Rankine.

$$\Sigma \dot{m}_3 = \Sigma \dot{m}_4 = \dot{m}$$

$$\dot{W}_{TURBINA} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.11)$$

$$s_3 = s_4$$

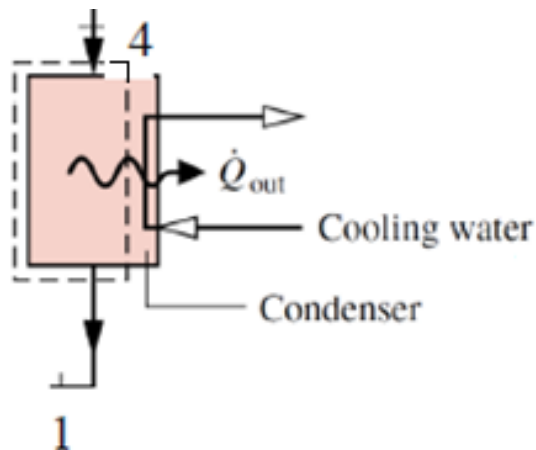


Fig. 30. Análisis condensador ciclo Rankine.

$$\Sigma \dot{m}_4 = \Sigma \dot{m}_1 = \dot{m}$$

$$\dot{Q}_{OUT} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (3.12)$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{OUT}}{T_F} + \dot{m}(s_4 - s_1) \quad (3.13)$$

Una vez realizados los balances de energía en cada subsistema, se puede calcular el

rendimiento del ciclo en función de las entalpías:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}}}{\dot{Q}_{\text{IN}}} = \frac{\dot{W}_{\text{TURBINA}} - \dot{W}_{\text{BOMBA}}}{\dot{Q}_{\text{IN}}} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4) - \dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{h_4 - h_2}{h_3 - h_2}$$

El rendimiento en un ciclo de Rankine simple se sitúa por debajo del 40% debido al poco aprovechamiento de la temperatura de foco caliente. Además, el bajo título de vapor favorece a un menor rendimiento del ciclo, unido a problemas de erosión y corrosión en los álabes de la turbina. Consecuentemente, se suelen utilizar títulos de vapor mayores al 85%. [10]

Para aumentar el rendimiento del ciclo se podría aumentar la presión de la caldera y/o reducir la presión del condensador. Sin embargo, además de inducir un mayor trabajo en la bomba, supondría una reducción del título de vapor. Por ello, se introducen diferentes cambios:

- El sobrecalentamiento consiste en calentar el vapor desde el punto de saturación hasta vapor sobrecalentado en la isobara gracias al sobrecalentador integrado en la caldera, consiguiendo un mayor aprovechamiento de la energía del foco caliente y que a la salida de la turbina se consiga un mayor título de vapor. El rendimiento puede verse mejorado alrededor del 5% gracias a esta mejora.

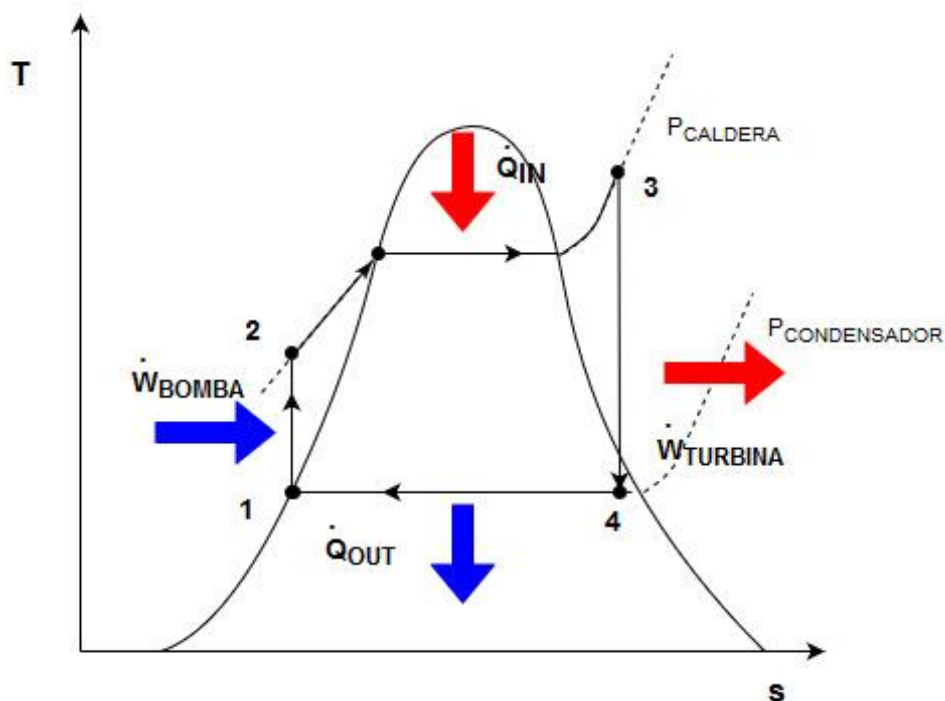


Fig.31. Ciclo Rankine con vapor sobrecalentado.

- El recalentamiento ofrece un aumento del rendimiento debido a que el salto de presiones se produce en varias etapas, recalentándose el vapor entre cada etapa. El salto de presiones entre las turbinas debe ser:

$$0,15 < \frac{\text{Presión antes de la expansión}}{\text{Presión después de la expansión}} < 0.35$$

Para calcular el rendimiento térmico de un ciclo con recalentamiento hay que añadir el trabajo producido por las diferentes turbinas y el calor añadido en las etapas de recalentamiento.

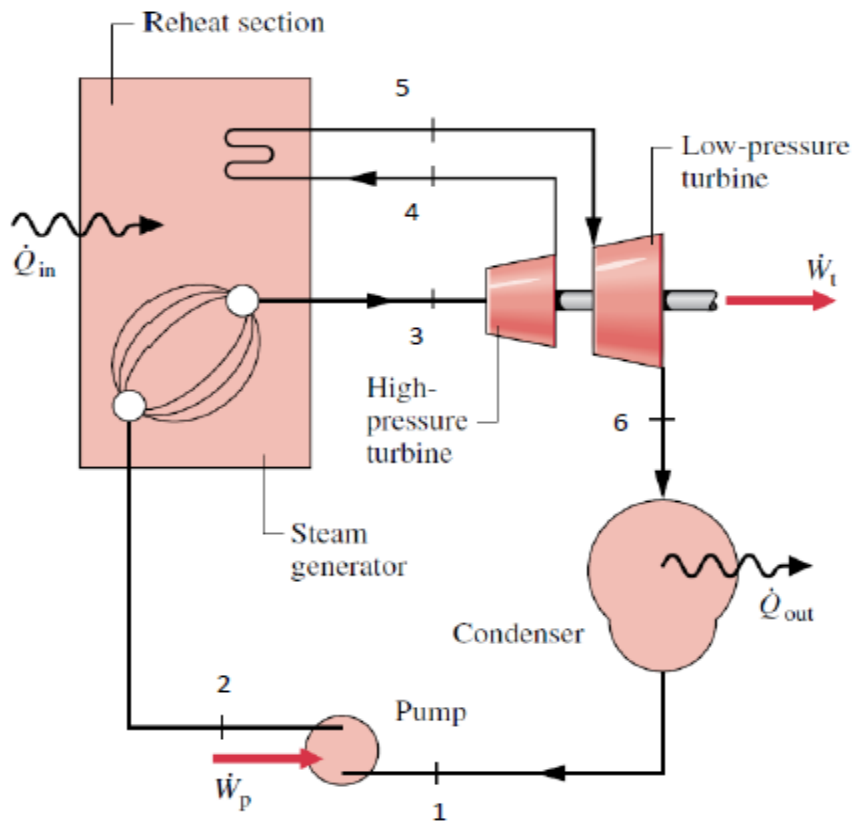


Fig. 32. Ciclo Rankine con recalentamiento [2].

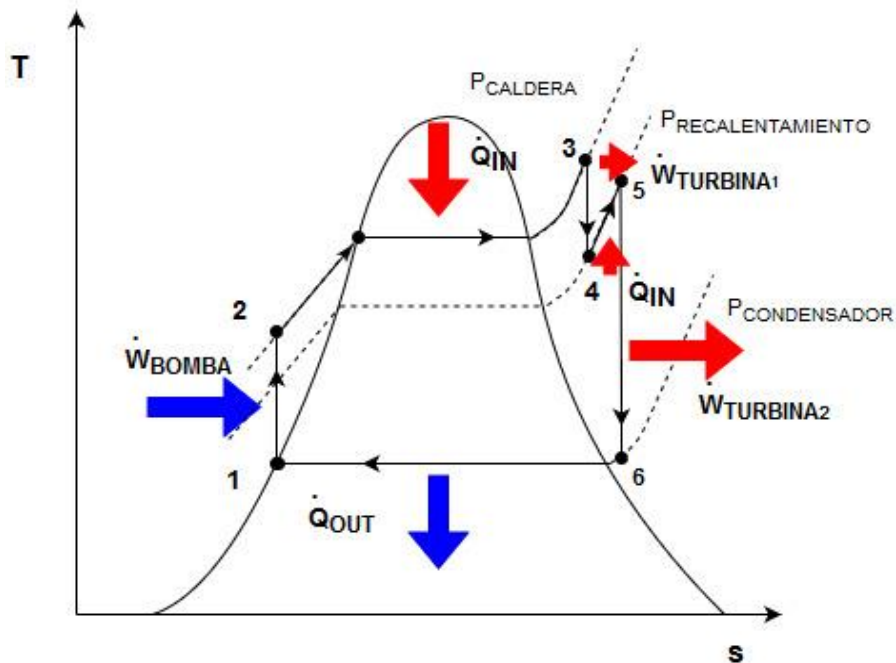


Fig. 33. Diagrama T-s de ciclo Rankine ideal con recalentamiento.

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{TURBINA1}} + \dot{W}_{\text{TURBINA2}} - \dot{W}_{\text{BOMBA}}}{\dot{Q}_{\text{IN}}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

Debido al relentamiento se producen mejoras del 1% del rendimiento debido al aprovechamiento de la energía del foco caliente al salir del sobrecalentador y también debido al aumento del título de vapor.[10]

- La regeneración es una modificación introducida al ciclo de vapor mediante la cual se produce un aumento de la temperatura del fluido a través de intercambiadores de calor abiertos o cerrados.

Para que un ciclo sea regenerativo la expansión del vapor ha de producirse en varias etapas. Entre cada etapa se extrae un fracción másica de vapor que será la encargada de calentar el fluido antes de entrar en la caldera.

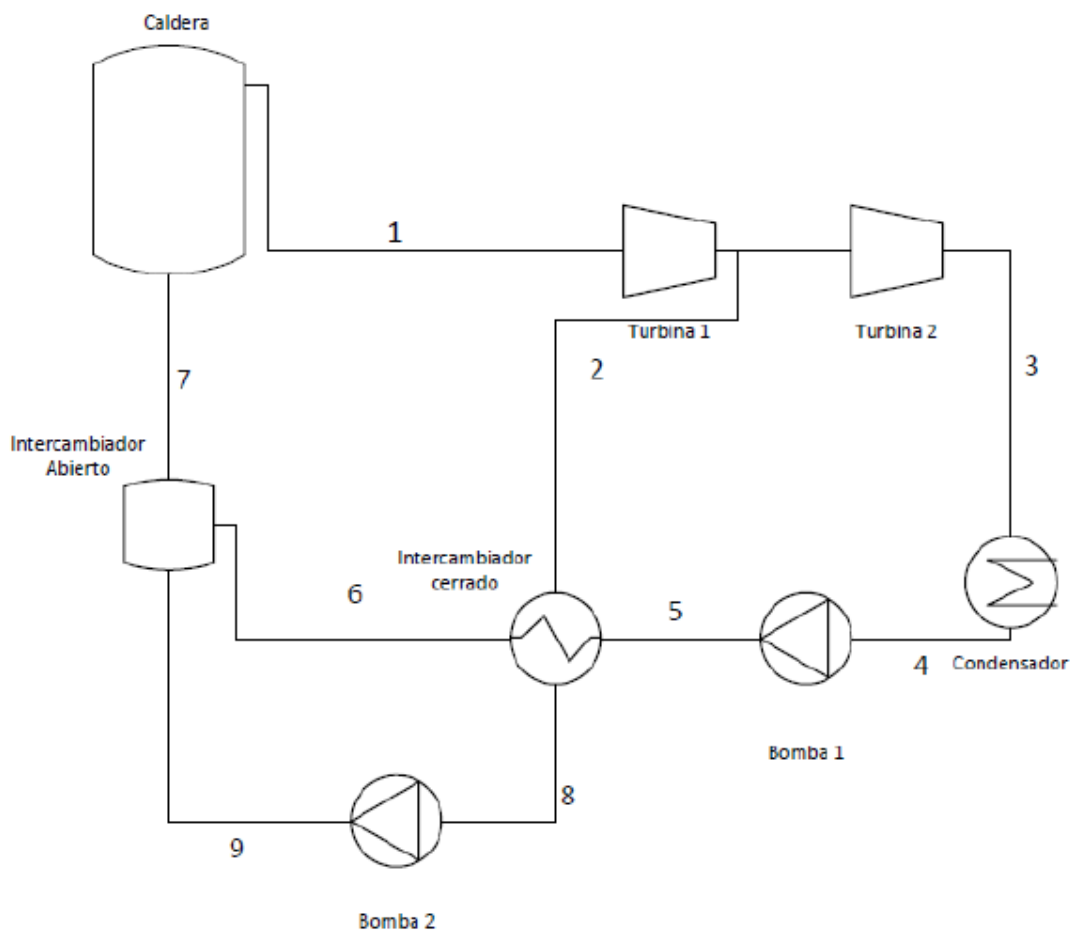


Fig. 34. Ciclo de vapor regenerativo con intercambiador cerrado. [9]

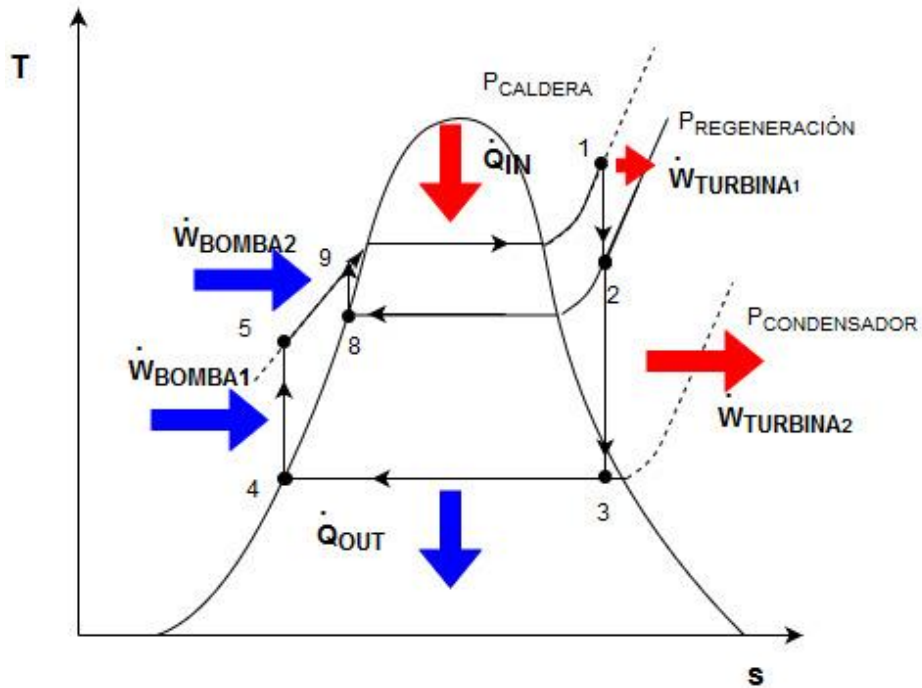


Fig. 35. Diagrama T-s ciclo de vapor regenerativo con intercambiador cerrado.

Con el ciclo regenerativo se consiguen un aumento del rendimiento puesto que el calor producido en la caldera es menor, a pesar de que la potencia neta total producida por el ciclo sea menor:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{TURBINA1} + W_{TURBINA2} - W_{BOMBA1} - W_{BOMBA2}}{\dot{Q}_{IN}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_2 - h_3) - (h_5 - h_4) - (h_9 - h_8)}{(h_1 - h_9)}$$

En las centrales térmicas se usan la combinación de todas las mejoras mostradas con anterioridad para alcanzar rendimientos que rondan el 30%.

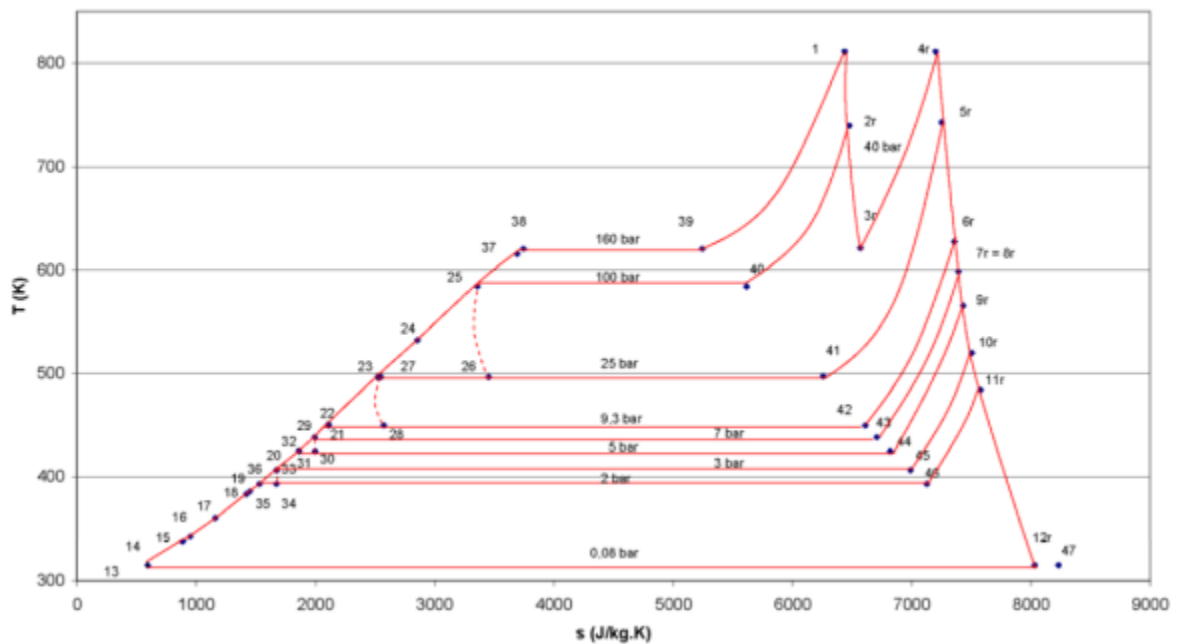


Fig. 36. Diagrama T-s vapor de la central térmica de La Robla. [10]

3.3. Turbina de gas.

Otro tipo de centrales de potencia son las centrales de turbina de gas. Se trata de instalaciones con buena relación de potencia respecto a su tamaño y gran flexibilidad de operación puesto que sus tiempos de respuesta son más bajos que los de un ciclo de vapor. Por ello, aparte de ser utilizadas en centrales de potencia se utilizan como motores de combustión en el sector aeronáutico. Cabe destacar que las presiones de trabajo son menores que en los ciclos de vapor, lo que no exige que haya grandes consumos de potencia en la etapa de compresión del gas. Otra ventaja sería la ausencia de agua en el circuito lo cual evita problemas de corrosión en las instalaciones. Sin embargo, este tipo de instalaciones poseen elevados consumos específicos de combustible unido a una gran pérdida de calor en los gases de escape lo que hace indispensable la incorporación de sistemas de recuperación de calor.

Al igual que en un ciclo de vapor, la generación de potencia se produce en la expansión del fluido de trabajo dentro de la turbina. La principal diferencia entre ambas instalaciones, es que para la misma elevación de presión del fluido de trabajo, el compresor requiere mayor cantidad de potencia por unidad de masa que la bomba del ciclo de vapor, puesto que el volumen específico del gas es mucho mayor que el del agua.

La relación de trabajos (r_w) que es el cociente entre la potencia desarrollada por el compresor/bomba y la potencia desarrollada por la turbina se encuentra entre el 40-80% en turbinas de gas frente a 1-2% en los ciclos de vapor. [2]

Además, una turbina de gas puede operar como ciclo abierto, cosa que no sucede en un ciclo de vapor, puesto que una vez el fluido de trabajo se expande en la turbina, es descargado al ambiente.

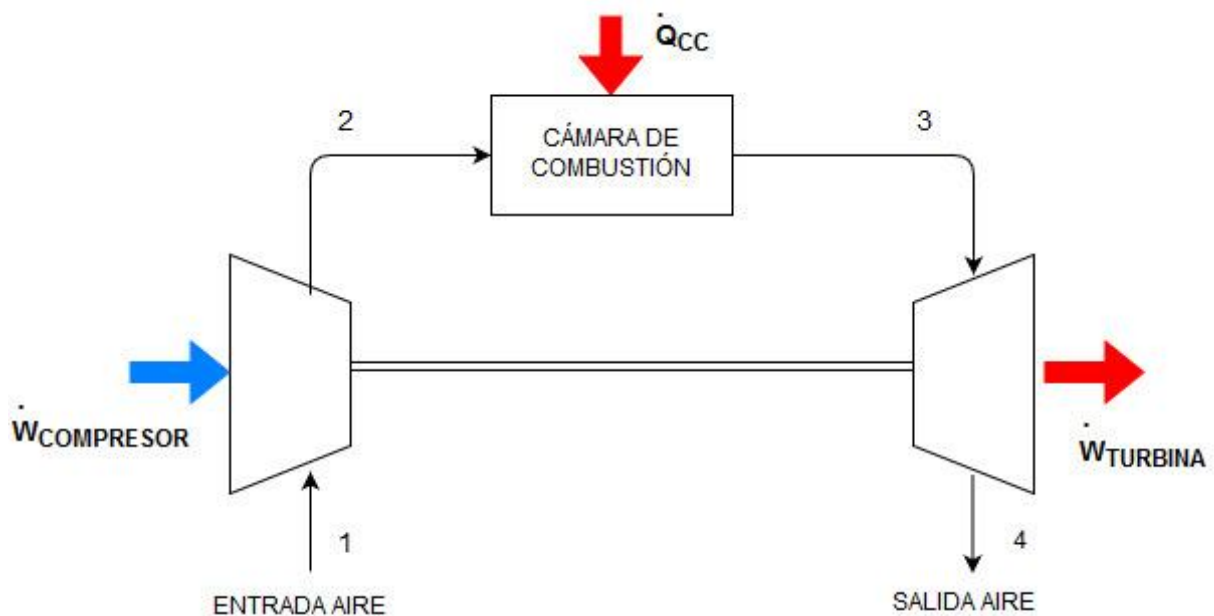


Fig. 37. Esquema ciclo turbina de gas de tipo abierto.

Para que un ciclo de turbina de gas sea un ciclo cerrado, basta con conectar la turbina y

el compresor mediante un intercambiador de calor que rechace calor del fluido de trabajo.

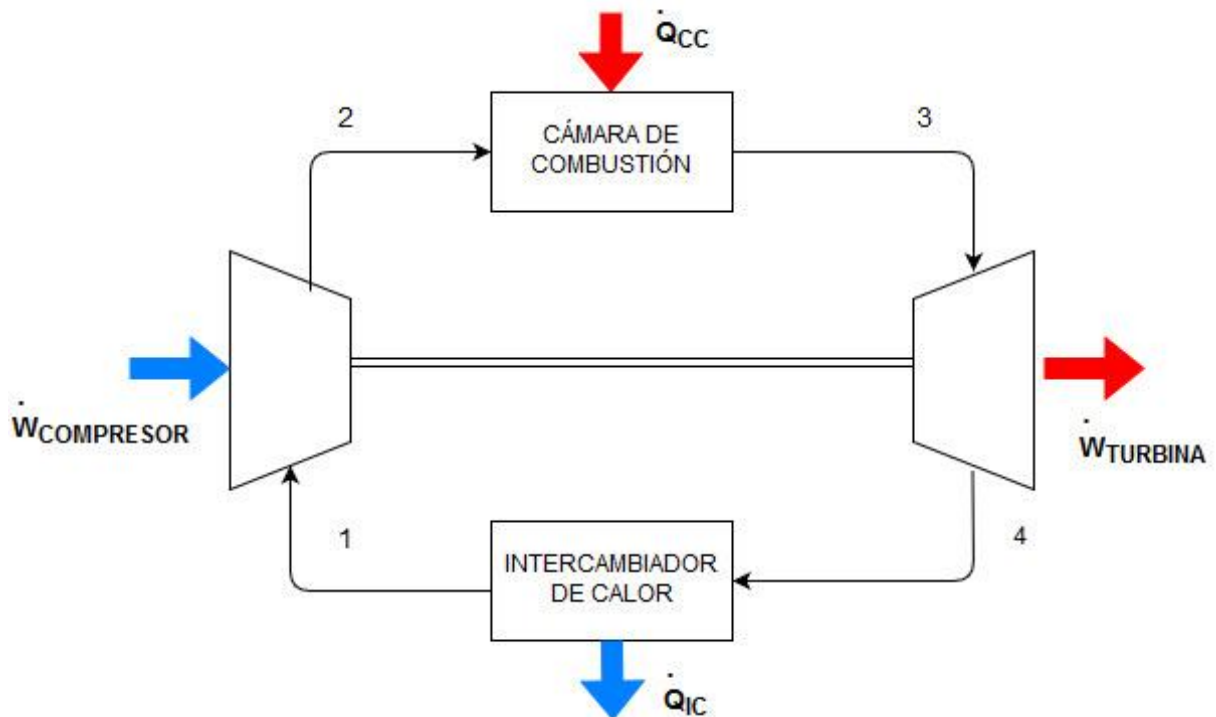


Fig. 38. Esquema ciclo turbina de gas cerrado.

Existen numerosas ventajas de un ciclo cerrado frente a un ciclo abierto [9]:

- Puede trabajar a presiones superiores.
- Instalación más compacta.
- El fluido de trabajo no entra en contacto con los gases de la combustión, evitando pérdidas de eficiencia.
- Uso de combustibles más baratos.

Sin embargo, el coste de generación de potencia es más costoso que en un ciclo abierto, además de la existencia de un prefrigerador en la turbina que implica existencia de agua.

Para el estudio de este tipo de ciclos se utilizará como modelo de circuito abierto.

Los ciclos de turbina de gas cuyo fluido de trabajo es aire atmosférico ($c_p=1\text{kJ/kgK}; \gamma = 1,4$) que se comporta como *GICP* se denominan ciclos Brayton y serán los que se van a estudiar en esta sección.

Para realizar un análisis de un ciclo Brayton, aparte de utilizar como fluido de trabajo aire atmosférico que se comporta como *GICP*, se van a considerar las siguientes hipótesis ya conocidas:

- Ciclo ideal sin irreversibilidades.
- $\Delta E_{CINÉTICA} = \Delta E_{POTENCIAL} = 0$.
- Estado estacionario.
- Compresor y turbina son sistemas adiabáticos.
- Pérdida de carga nula en la cámara de combustión y en los conductos de la instalación.

Para que el análisis del ciclo sea más sencillo, tampoco se considerarán los procesos de combustión del combustible, dosado, tipo de combustible. Además, se considerará un rendimiento máximo de la turbina, el compresor y de la misma combustión.

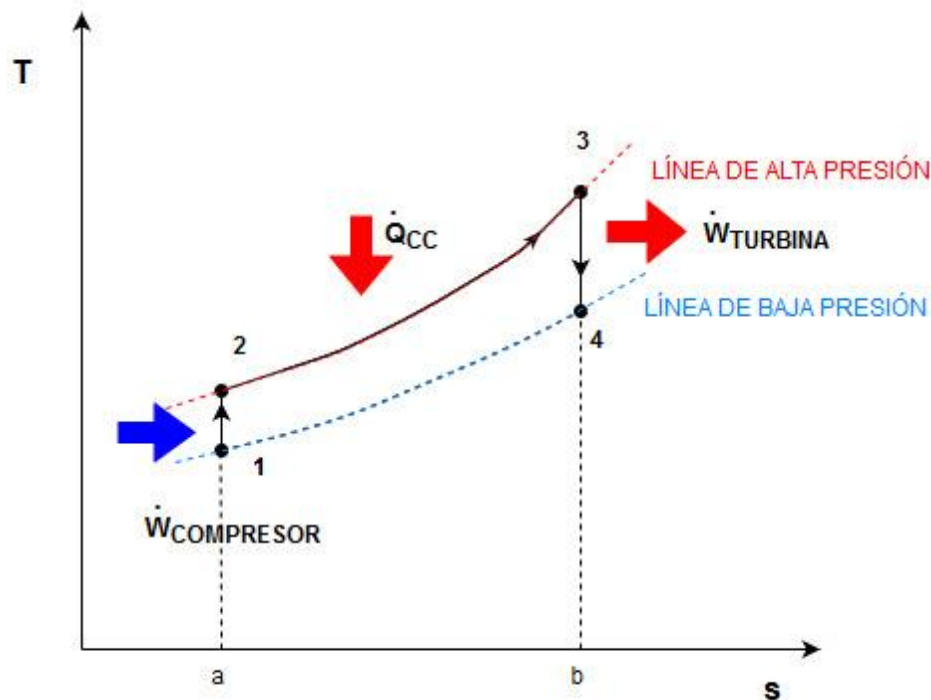


Fig. 39. Diagrama T-S Ciclo Brayton abierto.

Las diferentes etapas que suceden en un ciclo Brayton son las siguientes:

- Proceso 1-2: Compresión adiabática y reversible del aire ($\Delta s = 0$).

El aire entra en condiciones ambientales al compresor y debido a la acción del mismo es comprimido hasta la línea de alta presión. Se denomina relación de compresión al cociente entre la máxima presión y la mínima presión del ciclo. Viene definida por el compresor:

$$r_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} > 1 \quad (3.15)$$

- Proceso 2-3: Adición de calor a presión constante.

El gas eleva su temperatura hasta la máxima temperatura del ciclo debido a la acción de la quema del combustible. Esta temperatura viene determinada por las características de los materiales que componen la turbina. El margen de temperaturas se sitúa entre 850°C para turbinas industriales no refrigeradas; 1000°C para turbinas de nueva generación con álabes refrigerados y 1200°C para turbinas de aviación. [9].

- Proceso 3-4: Expansión adiabática y reversible del gas ($\Delta s = 0$).

Se produce la expansión del fluido desde la presión suministrada por el compresor hasta la presión ambiental.

El área formado por 2-3-a-b-2 es el calor absorbido por unidad de masa. Del mismo modo, el área 1-4-a-b-1 indica el calor cedido por unidad de masa. Por tanto, 1-2-3-4-1 representa el calor neto o el trabajo neto producido por el ciclo.

A continuación se va a proceder a un análisis del ciclo abierto de acuerdo a Fig. 34. considerando como volumen de control todo el sistema:

Balace de masa:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

Balace de energía:

$$\frac{d\dot{E}_{VC}}{dt} = \sum \dot{Q}_{VC} - \sum \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2}c_e^2 + gz_e) - \sum \dot{m}_s (h_s + \frac{1}{2}c_s^2 + gz_s)$$

$$0 = \dot{Q}_{CC} - (\dot{W}_{TURBINA} - \dot{W}_{COMPRESOR}) + \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Balace de entropía:

$$\frac{d\dot{S}_{VC}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_{IN}}{T_C} + \sum \frac{\dot{Q}_{OUT}}{T_F} + \dot{m}(s_e - s_s) + \dot{\sigma}$$

$$0 = \dot{m}(s_1 - s_4) + \frac{\dot{Q}_{CC}}{T_{CC}}$$

Rendimiento:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{TURBINA} - \dot{W}_{COMPRESOR}}{\dot{Q}_{IN}} = \frac{\dot{Q}_{CC} + \dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{Q}_{CC}} \quad (3.16)$$

Definiendo el calor procedente de la cámara de como:

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.17)$$

Se puede redefinir el rendimiento utilizando las propiedades del aire como GICP:

$$\eta_{ciclo} = 1 + \frac{(h_1 - h_4)}{(h_3 - h_2)} = 1 + \frac{(T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} \quad (3.18)$$

La relación de compresión ejercida en el ciclo representa un papel fundamental en el rendimiento del mismo. Para poder entender este hecho hay que tratar de relacionar los diferentes procesos mediante r_c .

Primero es necesario conocer las expresiones de la potencia consumida por el compresor y la potencia generada por la turbina:

Compresor:

$$\dot{W}_{COMPRESOR} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \quad (3.19)$$

Turbina:

$$\dot{W}_{TURBINA} = \dot{m}(h_3 - h_4) = \dot{m}c_p(T_3 - T_4) \quad (3.20)$$

Una vez conocidas todas las expresiones de potencia consumida y generada por los diferentes subsistemas, se van a utilizar las relaciones existentes entre los procesos isoentrópicos 1-2 y 3-4:

Proceso 1-2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.21)$$

Proceso 3-4:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.22)$$

Así la potencia consumida por el compresor y generada por la turbina pueden expresarse de la siguiente manera:

Compresor:

$$\dot{W}_{COMPRESOR} = \dot{m}c_p T_1 \left(r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.23)$$

Turbina:

$$\dot{W}_{TURBINA} = \dot{m}c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.24)$$

Una vez formuladas las expresiones en función de la relación de compresión, se puede definir el rendimiento:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{1}{r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.25)$$

Como se puede observar, la relación de compresión se encuentra directamente relacionada con el rendimiento termodinámico del ciclo: cuanto mayor sea la relación de compresión, mayor será el rendimiento.

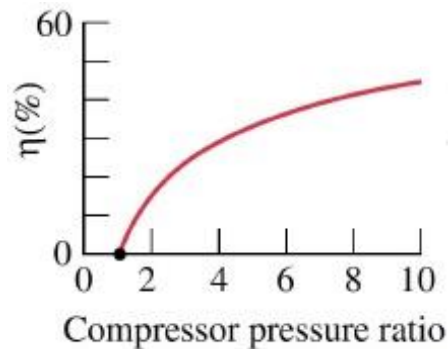


Fig. 40. Rendimiento térmico en función de la relación de compresión para aire atmosférico. [2]

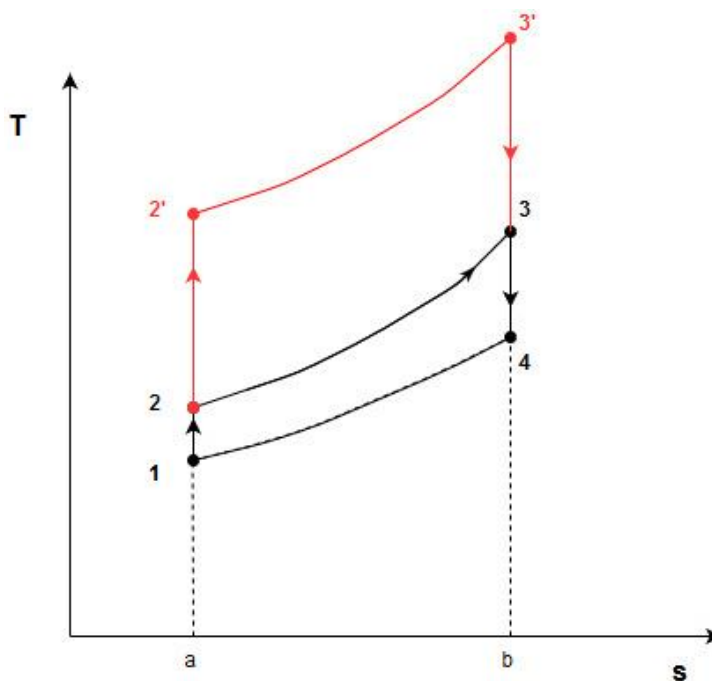


Fig.41. Comparación de ciclos con diferente relación de compresión.

El área encerrada bajo la curva 1-2'-3'-4-1 es mayor que el área encerrada por 1-2-3-4-1, debido a una mayor relación de compresión. Sin embargo, se ha introducido mayor cantidad de potencia por parte de la cámara de combustión, por lo que se tendría que tener en cuenta la relación de trabajos para saber si es rentable aumentar la relación de compresión del compresor para obtener la cantidad de energía demandada.

Otro aspecto a tener en cuenta, es que una mayor relación de compresión no implica un mayor desarrollo de trabajo neto, es decir, mayor área bajo la curva, tal y como se observa en la siguiente gráfica:

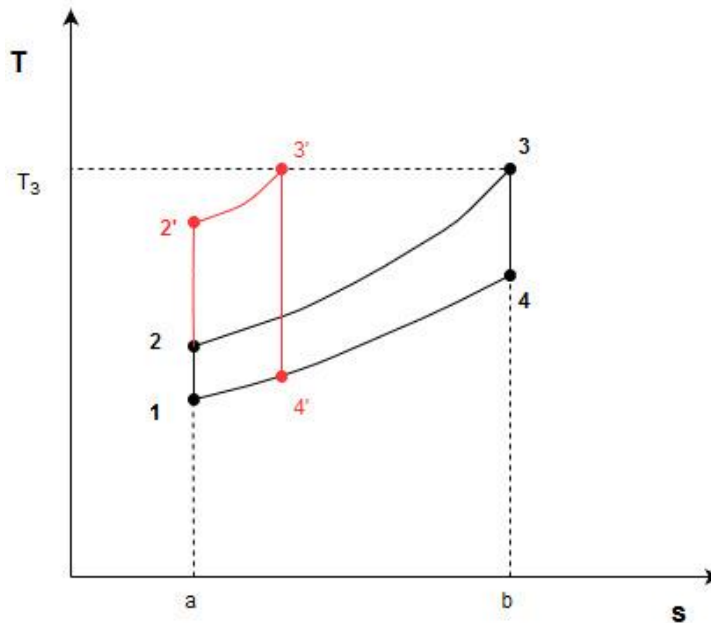


Fig.42. Comparación de ciclos con diferente relación de compresión para una misma temperatura máxima.

Fijando la máxima temperatura de ambos ciclos, el área formada por $1-2'-3'-4'-1$, posee más relación de compresión que el área conformada por $1-2-3-4-1$. Sin embargo, aunque el ciclo con mayor relación de compresión tenga más rendimiento, desarrolla menor potencia neta, puesto que el área bajo la curva es mucho menor. Para que desarrolle la misma cantidad de potencia será necesario que aumente el flujo másico del fluido de trabajo, lo que también implica un aumento en el tamaño y en los costes de la instalación. Es necesario tener en cuenta, que desde un punto de vista práctico, la potencia demandada es uno de los parámetros más importantes a la hora de diseñar una instalación.

Por tanto, hay que buscar otros métodos para mejorar el rendimiento de un ciclo Brayton aparte de aumentar la relación de compresión. Basta con observar la ecuación del rendimiento para encontrar diferentes soluciones:

- Aumento de la potencia producida en la turbina.
- Reducción de la potencia consumida por el compresor.
- Reducción de la potencia introducida en la cámara de combustión: Esta solución además de aumentar el rendimiento, supone una mejora del ciclo desde el punto de vista ecológico, puesto que reduce el consumo de combustible y consecuentemente la reducción de emisiones de elementos contaminantes.

Para poder mejorar la potencia neta generada y el rendimiento se pueden introducir diferentes modificaciones a un ciclo simple:

- Recalentamiento: Debido al exceso de aire utilizado en la etapa de combustión, para alcanzar la máxima temperatura del ciclo, se puede producir la expansión en varias etapas, entre las cuales se introduce una cámara de combustión de recalentamiento que utiliza ese exceso de aire para poder quemar el combustible.

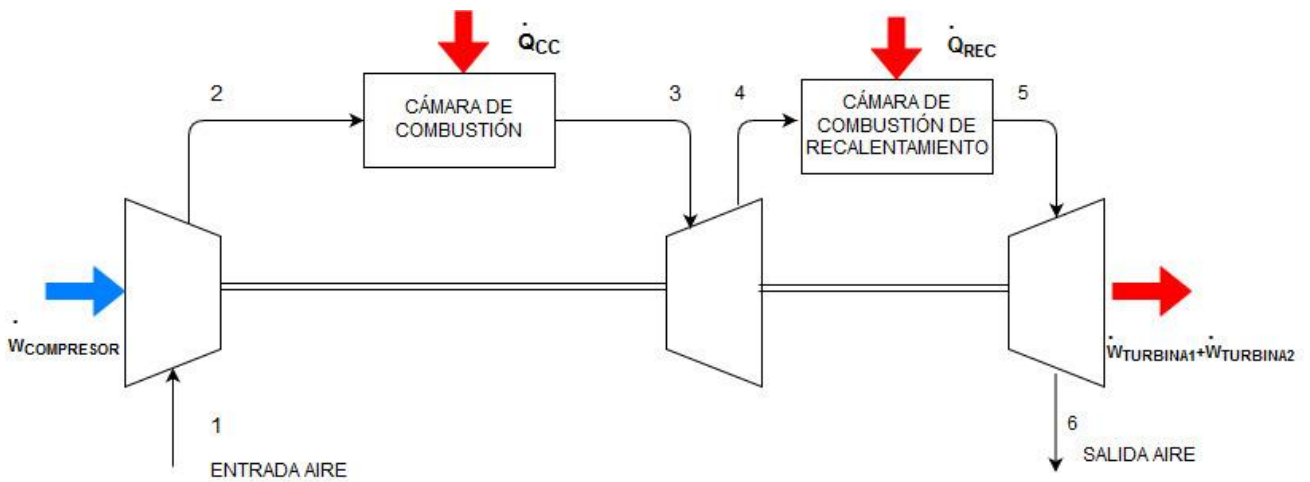


Fig.43. Esquema ciclo Brayton con recalentamiento.

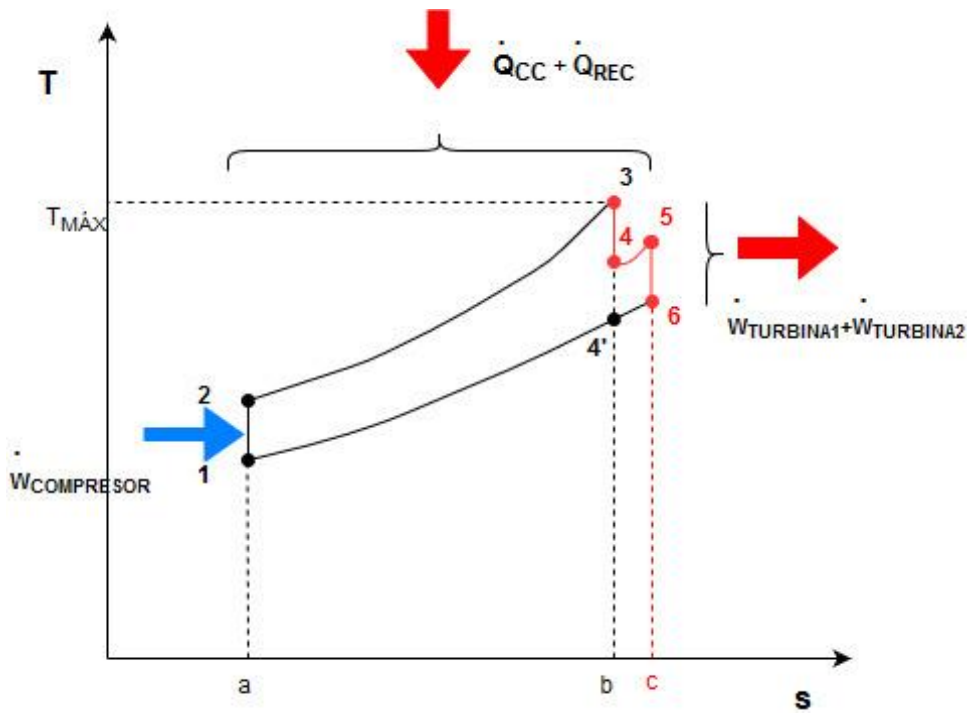


Fig.44. Diagrama T-S ciclo Brayton con recalentamiento.

Gracias a la etapa de recalentamiento y a la segunda expansión, se produce un aumento del trabajo neto, tal y como puede observarse en el diagrama, puesto que el área 1-2-3-4'-1 que corresponde a un ciclo Brayton simple, es menor que el área dibujada por los puntos 1-2-3-4-5-6-1. Este aumento del trabajo neto se debe a que la suma de etapas de expansión 3-4 y 5-6, son mayores que la expansión producida entre 3-4'.

Un aspecto a tener en cuenta a pesar del aumento del trabajo neto del ciclo, es que también se produce un aumento del calor absorbido lo que supone un mayor consumo de combustible. Este hecho puede repercutir negativamente en el rendimiento en ciertas ocasiones.

- Interenfriamiento: Otro método para aumentar el trabajo neto, consiste en reducir la potencia consumida por el compresor. Para ello, la compresión del gas se realiza en varias etapas, enfriando el gas entre ellas.

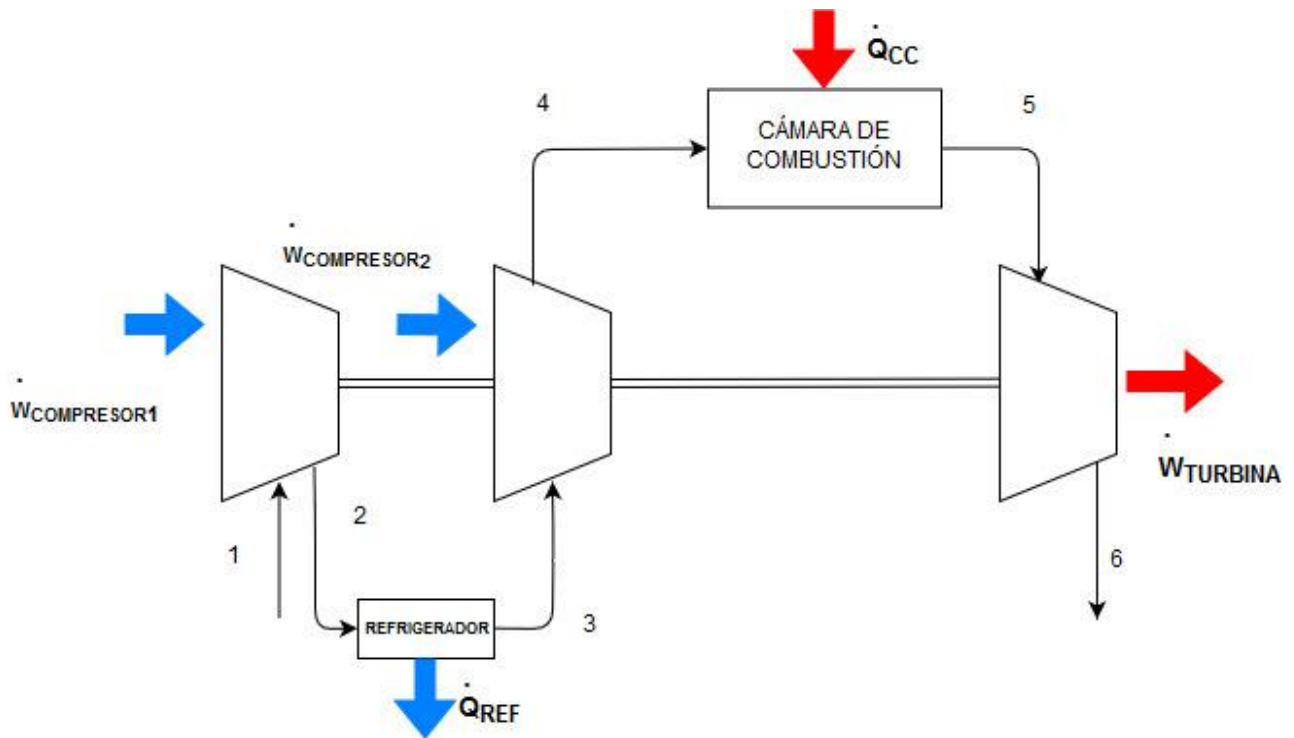


Fig.45. Esquema ciclo Brayton con interenfriamiento.

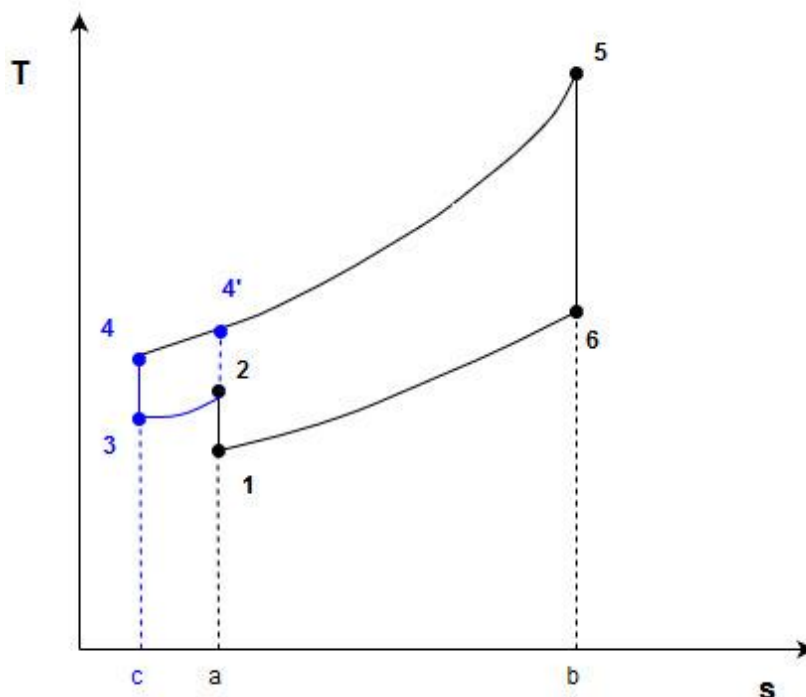


Fig.46. Diagrama T-s ciclo Brayton con interenfriamiento.

Se observa un aumento del trabajo neto (1-2-3-4-5-6-1 frente 1-4'-5-6-1) debido a que el enfriamiento del gas reduce la potencia consumida por compresión. Además la

temperatura de entrada a la cámara de combustión es menor que si se produjera la compresión en un única etapa. Por tanto, el rendimiento puede verse afectado negativamente por el aumento del calor producido por la cámara de combustión.

Cabe destacar que la aplicación del interenfriamiento es complicado debido a que es necesario resolver un problema de optimización para calcular el número de etapas y condiciones de operación necesarias para su correcto funcionamiento.

- Regeneración: El principal inconveniente de un ciclo de Brayton simple es el desaprovechamiento del gas que abandona la turbina. Este gas se encuentra a alta temperatura y se puede utilizar para precalentar el gas comprimido antes de entrar en la cámara de combustión.

Para precalentar el gas se utiliza un intercambiador de calor, denominado regenerador, donde el flujo de gas procedente de la turbina calienta el flujo procedente de la etapa de compresión.

Para el análisis de este ciclo, se considerará un intercambiador ideal a contracorriente, es decir, que la temperatura de entrada del flujo frío sea igual a la temperatura de salida del flujo caliente ($T_2=T_5$) y que la temperatura de salida del flujo caliente sea igual a la temperatura de salida del flujo frío ($T_4=T_{2a}$).

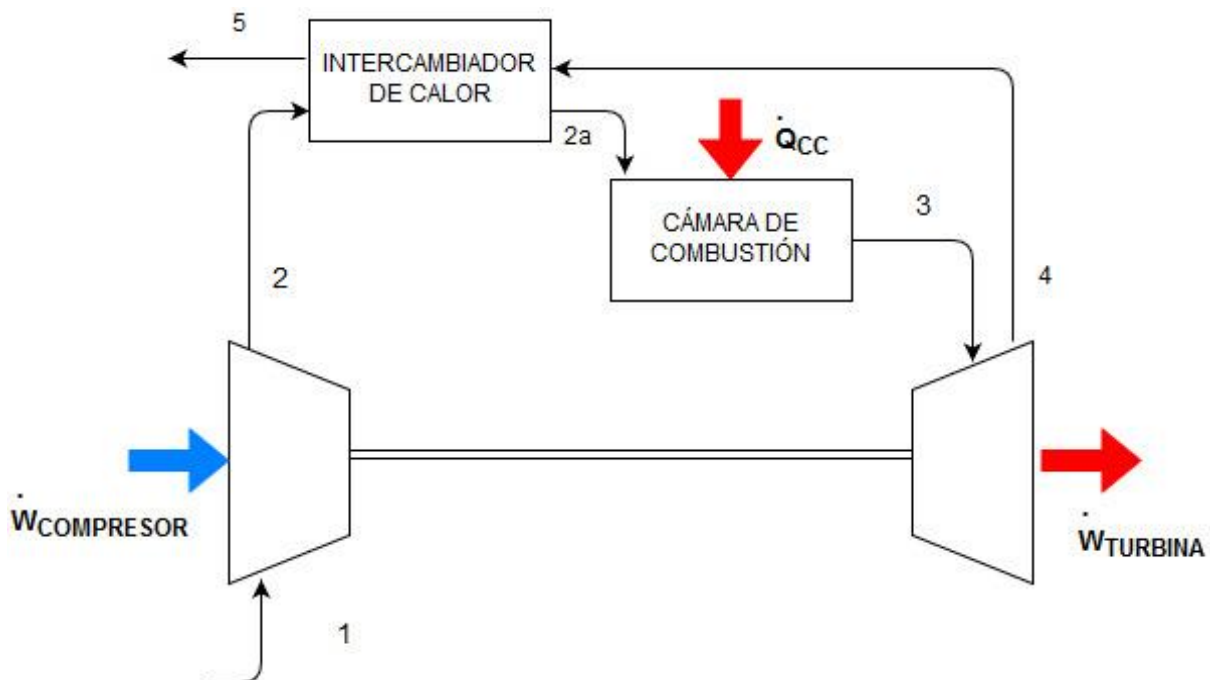


Fig.47. Esquema ciclo Brayton con regeneración.

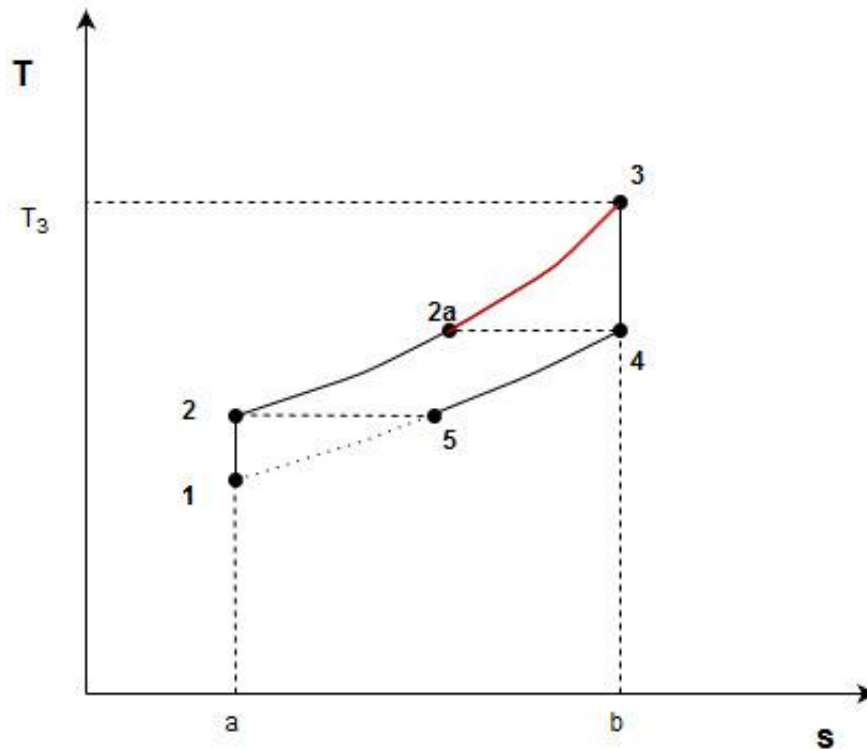


Fig.48. Diagrama T-s ciclo Brayton con Regeneración.

Como se puede observar en el diagrama, el ciclo regenerativo trabaja con la misma relación de compresión que un ciclo Brayton simple. No existe ninguna variación del área total respecto a un ciclo simple. Sin embargo, en la isobara de alta presión donde se produce el calentamiento del gas, se distinguen dos etapas: 2-2a y 2a-3.

La etapa 2-2a corresponde al calentamiento del gas producido en el intercambiador de calor, mientras que la etapa 2a-3 corresponde al calor absorbido por el gas por a través de la cámara de combustión. Por tanto, existe una notable reducción del calor suministrado por la cámara de combustión frente a un ciclo simple, donde la línea del calentamiento del gas por parte del combuster, sería desde el punto 2 hasta el punto 3.

El hecho de introducir un regenerador que reduzca la cantidad de calor aportada por el combustible, supone una reducción del mismo con los consecuentes beneficios económicos y medioambientales.

Por tanto, un ciclo regenerativo tendrá un mayor rendimiento respecto a un ciclo simple, como consecuencia de reducir el calor suministrado por parte de la cámara de combustión a pesar de que la potencia neta del ciclo se mantenga constante.

Todas estas mejoras mencionadas anteriormente pueden combinarse entre sí para obtener ciclos con aun mayor rendimiento.

4. ANÁLISIS COMPARATIVO DE UN NUEVO CICLO BRAYTON

4.1 Nuevo ciclo Brayton regenerativo.

En el apartado anterior se han mencionado diferentes modificaciones de un ciclo Brayton simple para mejorar sus prestaciones, a pesar de que muchas de éstas no aumenten considerablemente el rendimiento de la instalación.

Se trata de un ciclo muy interesante debido a sus características operacionales, puesto que se trata de instalaciones que ocupan poco espacio y tienen una gran rapidez de respuesta. Sin embargo, existen varios aspectos a mejorar: el rendimiento, el ratio de presiones en el que funciona el ciclo y el desaprovechamiento del flujo de gas que es expulsado a alta temperatura tras la expansión en la turbina.

Un aumento del rendimiento se puede conseguir fácilmente, mediante un aumento de la relación de compresión, lo cual supone un aumento de la potencia suministrada por el compresor. En contrapartida, esto supone la utilización de compresores con mejores capacidades técnicas y un mayor desembolso económico debido a la potencia requerida para comprimir el gas.

Otra manera de mejorar el rendimiento consiste en reducir el calor suministrado por la cámara de combustión.

Por tanto, se busca obtener el mayor rendimiento a una menor relación de compresión posible y reduciendo la cantidad de energía suministrada por el combustible. Para ello, se ahondará en la mejora del desaprovechamiento de energía del gas expulsado por la turbina a alta temperatura.

Existen diferentes ciclos que utilizan esta característica. El más extendido es el ciclo combinado. Un ciclo combinado consiste en la unión de la turbina de un ciclo de gas con un ciclo de vapor. Este tipo de ciclos producen un aumento considerable del rendimiento y son de gran utilidad en el panorama actual de producción de electricidad.

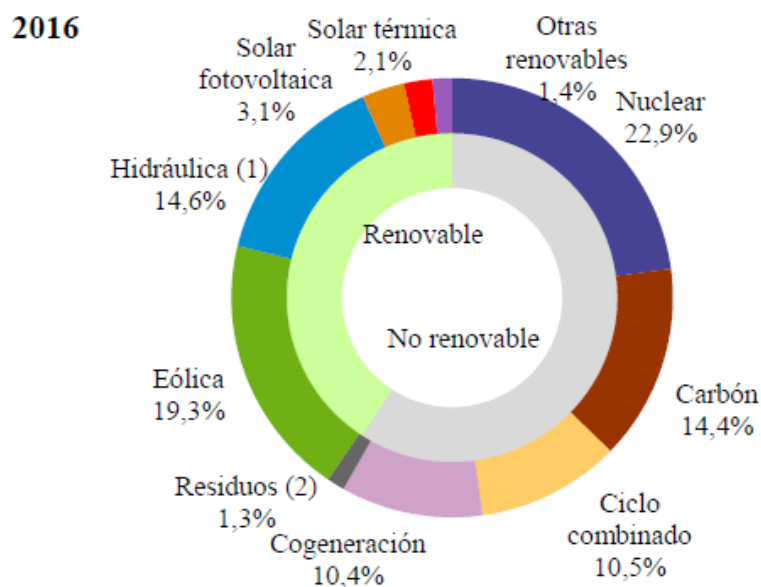


Fig.49. Estructura de generación anual de potencia eléctrica peninsular en 2016. [5]

Sin embargo, un ciclo combinado, supone un aumento instalación de grandes dimensiones, eliminando esa ventaja de un ciclo de gas.

El ciclo Brayton Regenerativo conserva la característica de ser una instalación y aprovecha la energía proveniente del gas expandido. Por ello, investigadores como W. Zhang, MM. Naserian, Sadatsakkak y M.Goodarzi, han centrado sus estudios en la optimización de los ciclos regenerativos.

Energy Conversion and Managment en su publicación número 120 (2016) (páginas 25-31) recoge los resultados de las investigaciones realizadas por M. Goodarzi sobre un nuevo ciclo regenerativo: *Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle*.

En este artículo se define el nuevo ciclo Brayton Regenerativo:

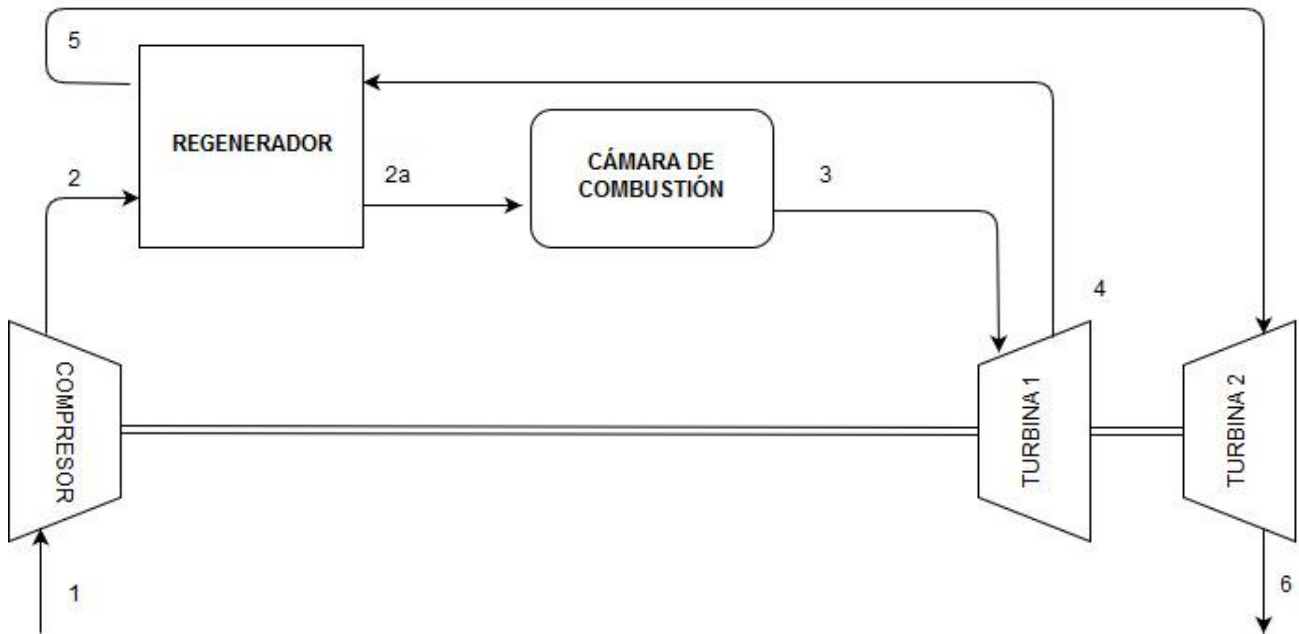


Fig.50. Esquema nuevo ciclo Brayton regenerativo.

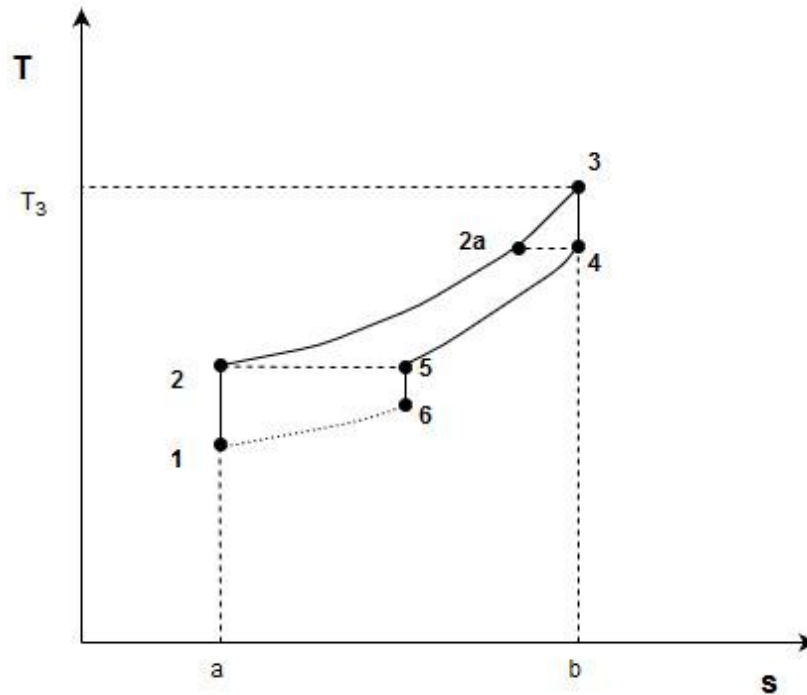


Fig.51. Diagrama T-s nuevo ciclo Brayton regenerativo.

La principal diferencia respecto a un ciclo regenerativo es que la expansión del gas se produce en dos etapas. El gas procedente de la primera expansión es el que se utiliza para precalentar el flujo de aire comprimido. Una vez el flujo de aire procedente de la primera turbina sale del regenerador, se introduce en la segunda turbina para producirse la segunda expansión hasta presión ambiente.

Se puede observar que el calor absorbido por el ciclo en la cámara de combustión (2a-3) es mucho más pequeño que en un ciclo regenerativo, reduciendo así la cantidad de combustible utilizada.

Además, la temperatura de salida del flujo de aire es un poco más elevada que la temperatura ambiental, por lo que se resuelve el problema del desaprovechamiento de energía expulsada al ambiente.

Sin embargo, la potencia neta producida por un ciclo nuevo regenerativo representada por el área encerrada por 1-2-3-4-5-6-1, es menor que la de un ciclo regenerativo.

Mediante análisis gráfico no pueden sacarse resultados concluyentes, por lo que es necesario realizar una comparativa mediante resultados numéricos obtenidos computacionalmente.

Para poder comparar resultados entre un ciclo simple, regenerativo y nuevo regenerativo se ha desarrollado una aplicación GUI mediante el programa de computación MATLAB.

4.2. Desarrollo operacional.

Para poder comparar los tres ciclos, M.Goodarzi, realiza una serie de suposiciones, muchas de ellas ya definidas con anterioridad en este documento:

- Ciclos ideales y reversibles: Los procesos de expansión y compresión son isoentrópicos.

- Pérdidas de carga nulas en conductos, cámara de combustión y regenerador.
- El regenerador es un intercambiador de calor ideal: No hay diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de los flujos en el regenerador, tratándose éste de un intercambiador de calor a contracorriente.
- Aire como fluido de trabajo que se comporta como GICP: $c_p=1\text{kJ/kgK}$; $\gamma = 1,4$.

Los esquemas de los tres ciclos utilizados en el desarrollo de la aplicación son los siguientes:

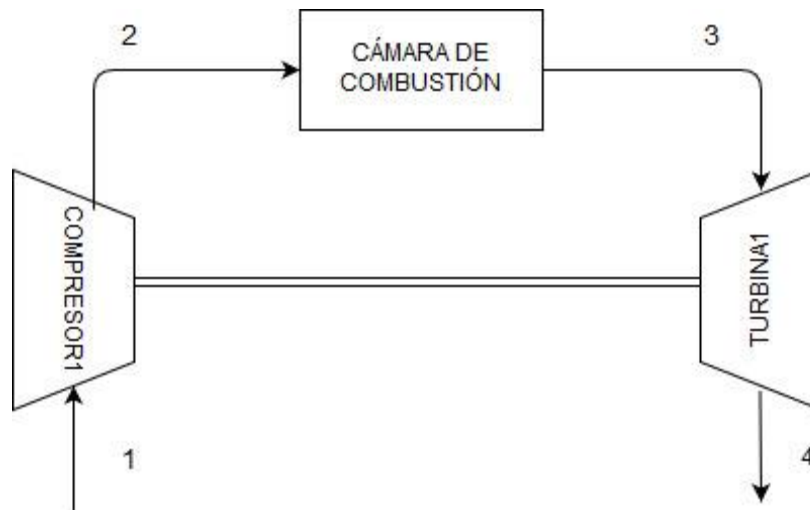


Fig.52. Esquema ciclo Brayton para el desarrollo de la aplicación.

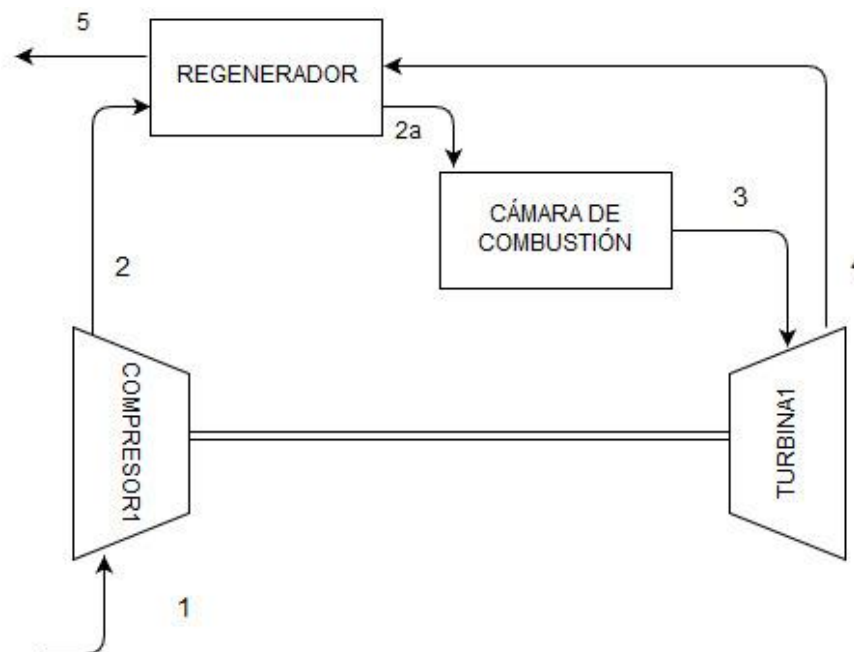


Fig.53. Esquema ciclo Brayton regenerativo para el desarrollo de la aplicación.

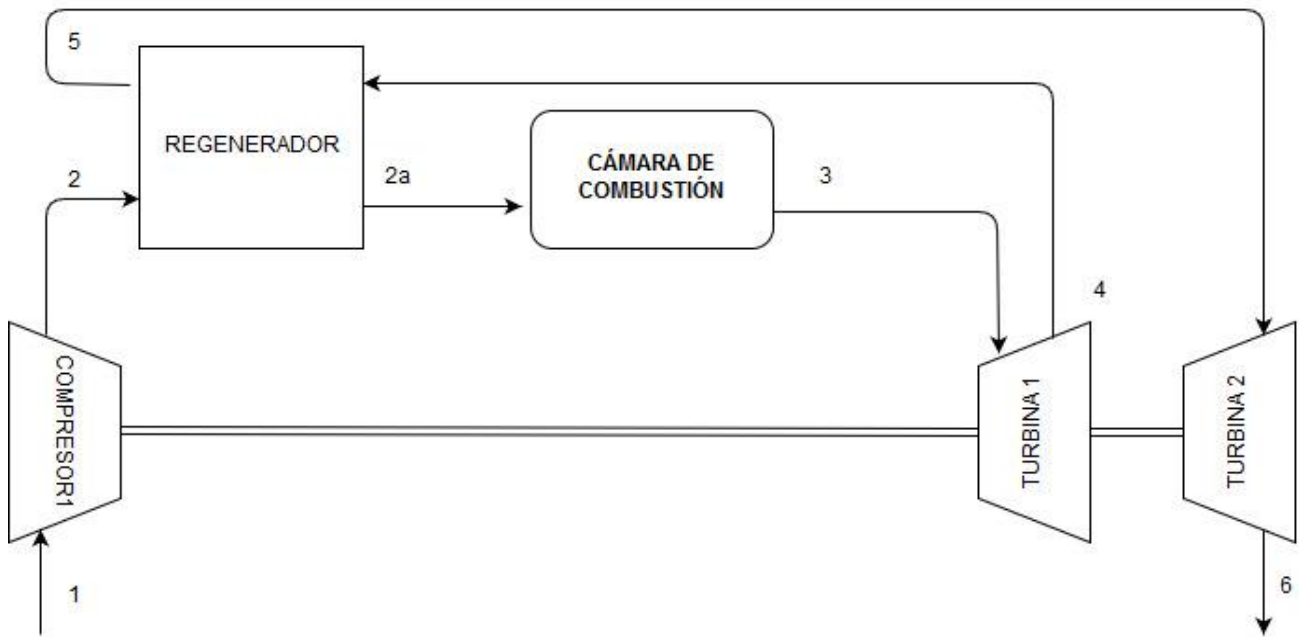


Fig.54. Esquema ciclo Brayton nuevo regenerativo para el desarrollo de la aplicación.

También se definen diferentes conceptos:

- Escala reducida de temperatura:

$$T_r = \frac{T}{T_1} \quad (4.1)$$

De tal manera que la temperatura en escala reducida en la entrada compresor sería igual a 1. La temperatura a la entrada del compresor se mantiene constante para todos los ciclos.

También se define T_{r3} como la temperatura reducida a la salida de la cámara de combustión. Al tratarse de la máxima temperatura alcanzada en el ciclo, ésta se encuentra limitada por el comportamiento a altas temperaturas de los materiales que componen la turbina. Por ello se establece $T_{r3} = 5.333$ en todos los ciclos.

- Relación de compresión:

$$r_c = \frac{P_{SALIDA,COMPRESOR}}{P_{ENTRADA,COMPRESOR}} \quad (4.2)$$

El objetivo de comparar los ciclos, es observar cómo varían en función de las diferentes relaciones de compresión.

Las relaciones de compresión utilizadas en este estudio se encuentran entre 0 y 15.

La relación de compresión se puede expresar en función de γ :

$$R_c = r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{SALIDA,COMPRESOR}}{T_{ENTRADA,COMPRESOR}} \quad (4.3)$$

Para que el regenerador opere correctamente R_c^2 debe ser mayor que T_{r3} .

- Relación de presiones en la turbina:

$$r_t = \frac{P_{ENTRADA,TRUBINA}}{P_{SALIDA,TURBINA}} \quad (4.4)$$

La relación de presiones en la turbina se puede expresar en función de γ :

$$R_t = r_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{ENTRADA,TRUBINA}}{T_{SALIDA,TURBINA}} \quad (4.5)$$

Para resolver los diferentes ciclos se utilizan las ecuaciones que ya se han mostrado en apartados anteriores. Cabe destacar que se opera con trabajos y calores específicos:

- Trabajo específico del compresor:

$$w_{COMPRESOR} = c_p T_1 (R_c - 1) \quad (4.6)$$

- Trabajo específico de la turbina:

$$w_{TURBINA} = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{R_t}\right) \quad (4.7)$$

- Calor específico producido en la cámara de combustión:

$$q_{CC} = c_p (T_{SALIDA,CC} - T_{ENTRADA,CC}) \quad (4.8)$$

- Rendimiento:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{TURBINA} - w_{COMPRESOR}}{q_{CC}} = \frac{w_{NETO}}{q_{CC}} \quad (4.9)$$

- Ratios de presión para expansión en una etapa:

$$R_c = R_t \quad (4.10)$$

- Ratios de presión expansión en dos etapas:

$$R_c = R_{t1} \cdot R_{t2} \quad (4.11)$$

- Temperaturas en el regenerador:

$$T_4 = T_2 \quad (4.12)$$

$$T_5 = T_{2a} \quad (4.13)$$

4.3. Obtención de resultados.

Utilizando los conceptos mostrados con anterioridad, se programa el código que permite realizar el análisis comparativo entre los diferentes ciclos. Este código aparece adjunto al documento.

Para el cálculo de resultados se han de introducir los siguientes valores:

- Presión ambiental en bares.
- Temperatura ambiental en grados centígrados.
- Relación de compresión.
- Relación de expansión en la primera turbina: necesario para el cálculo del ciclo nuevo regenerativo.

Para la primera parte del análisis del ciclo nuevo regenerativo, se utilizan valores de relación de expansión en la primera turbina, tal que la segunda turbina sea la encargada de producir el trabajo neto, mientras que la primera se encarga de contrarrestar el trabajo suministrado al compresor. Para ello, M. Goodarzi utiliza los siguientes valores para la relación de compresión: 5, 10 y 15.

Los valores utilizados en la relación de expansión de la primera turbina con respecto a la de compresión son 0.3001 para $r_c = 5$; 0.19567 para $r_c = 10$ y 0.15834 para $r_c = 15$.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

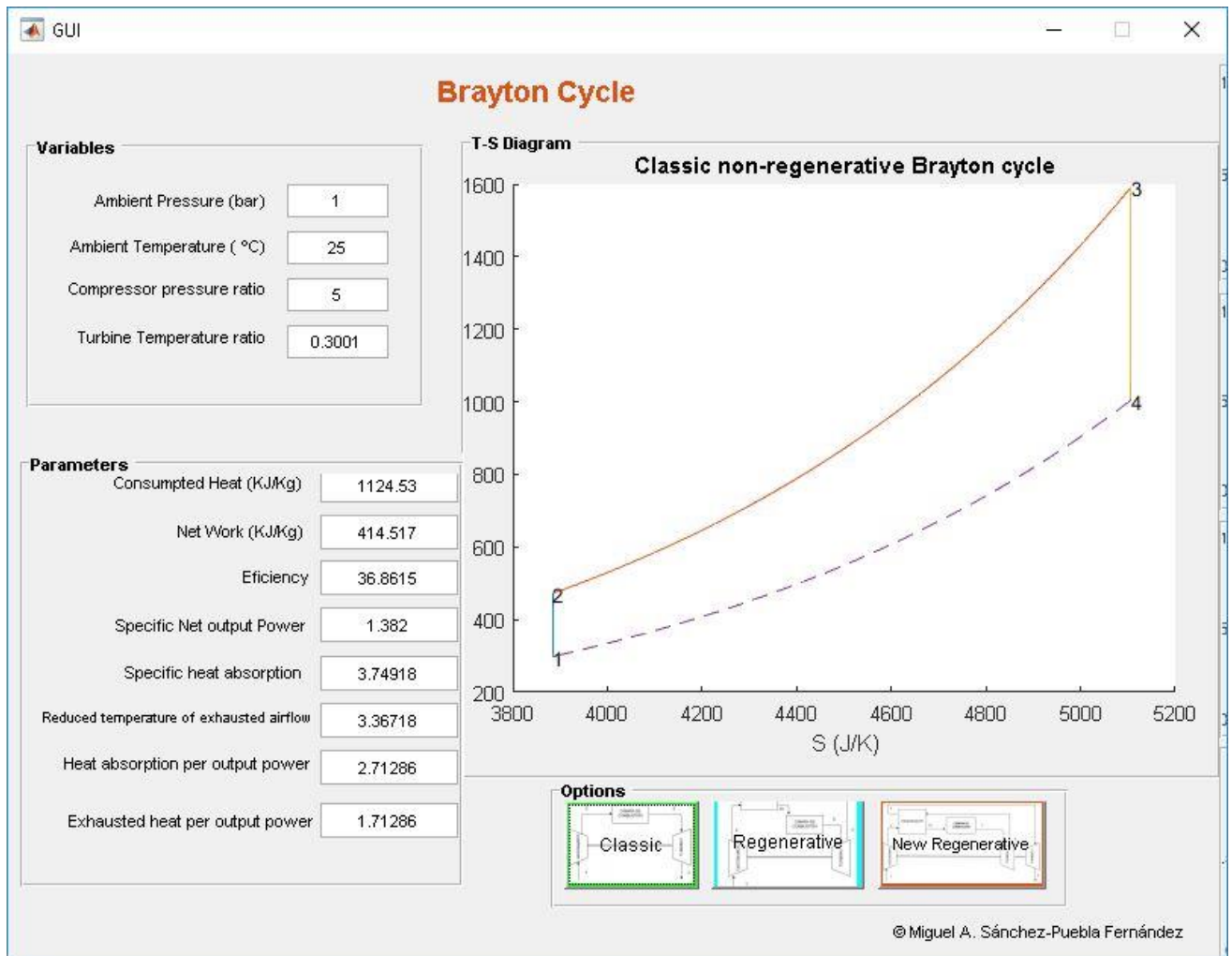


Fig.55. Resultados ciclo Brayton $r_c = 5$.

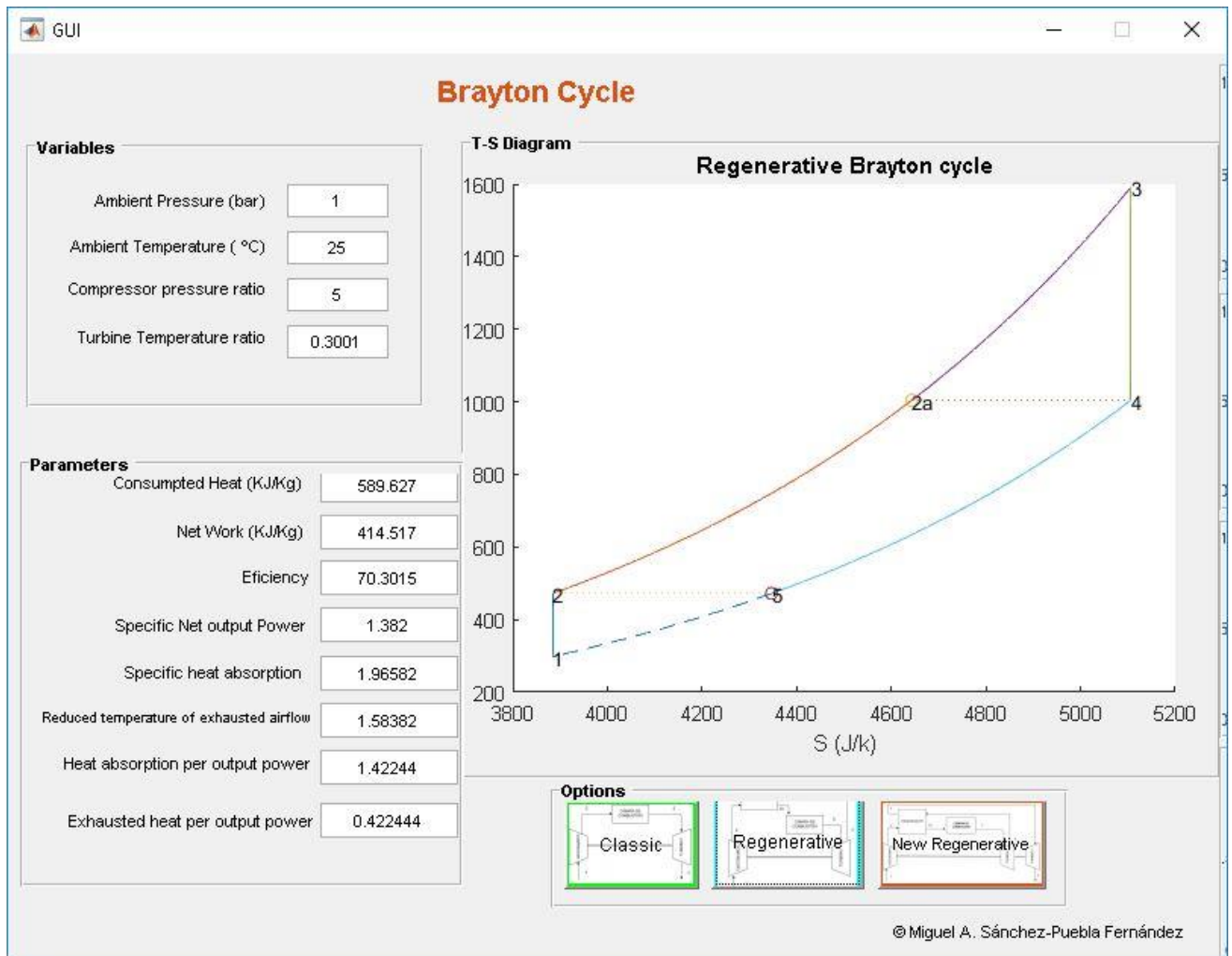


Fig.56. Resultados ciclo Brayton regenerativo $r_c = 5$.

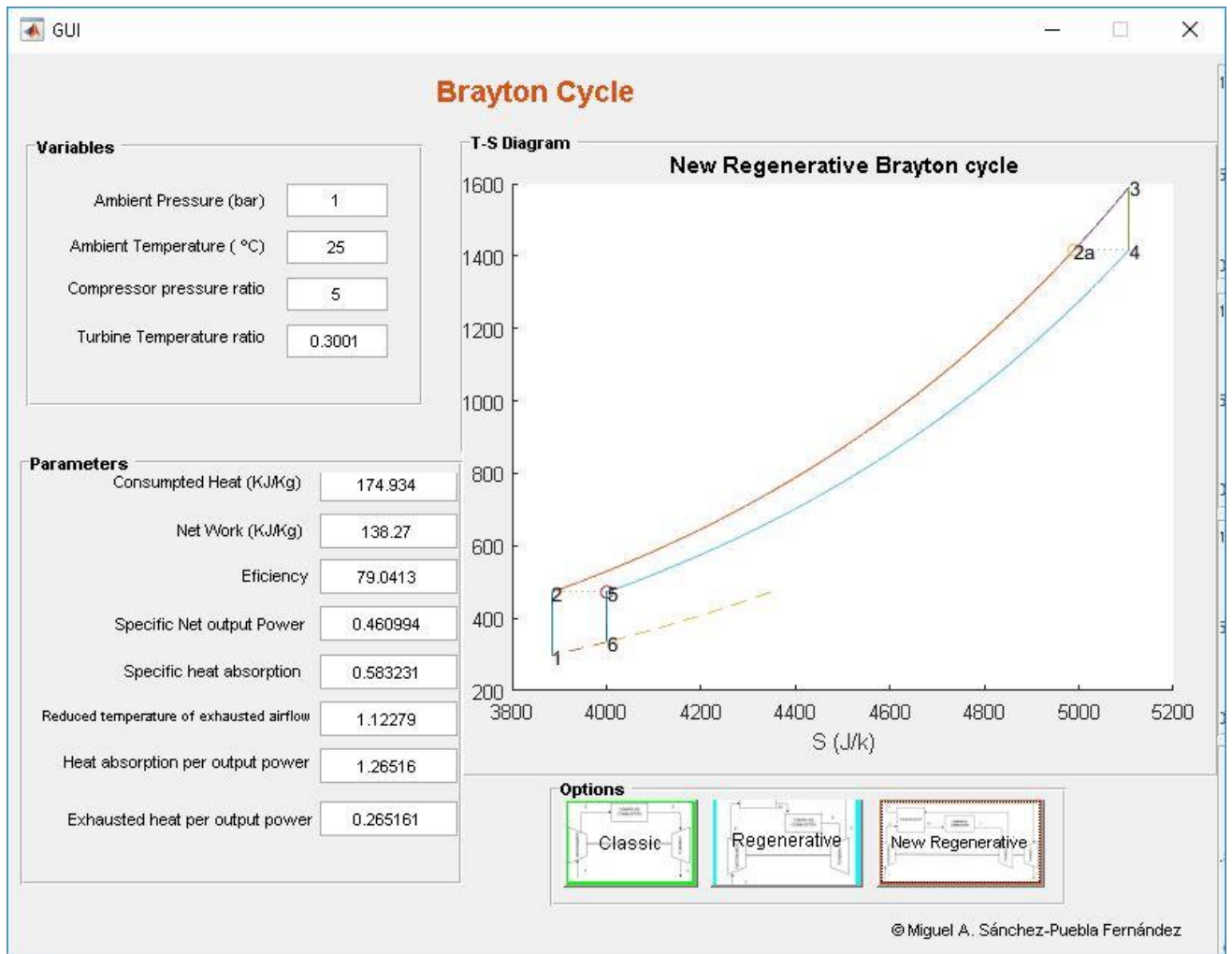


Fig.57. Resultados ciclo Brayton nuevo regenerativo $r_c = 5$.

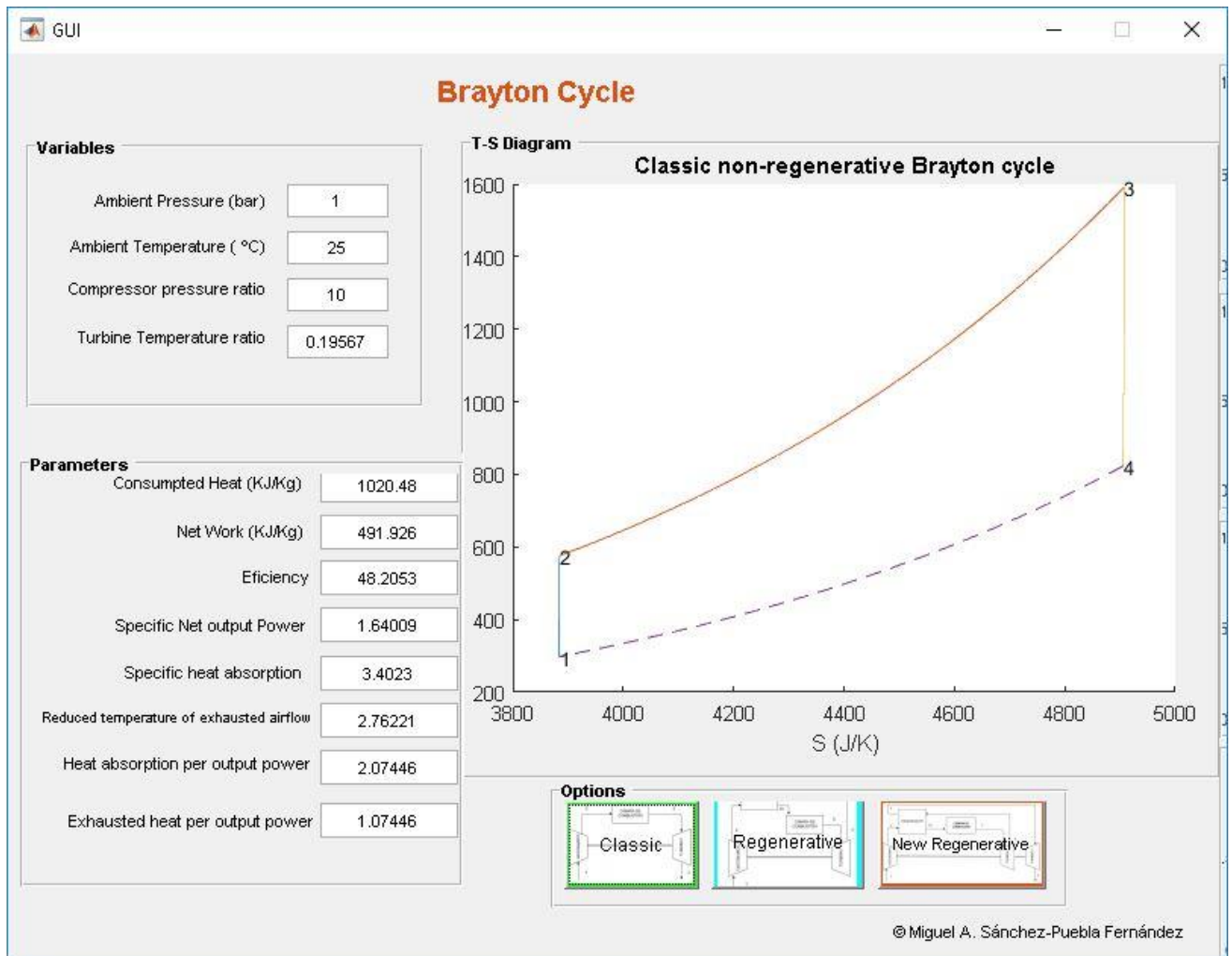


Fig.58. Resultados ciclo Brayton $r_c = 10$

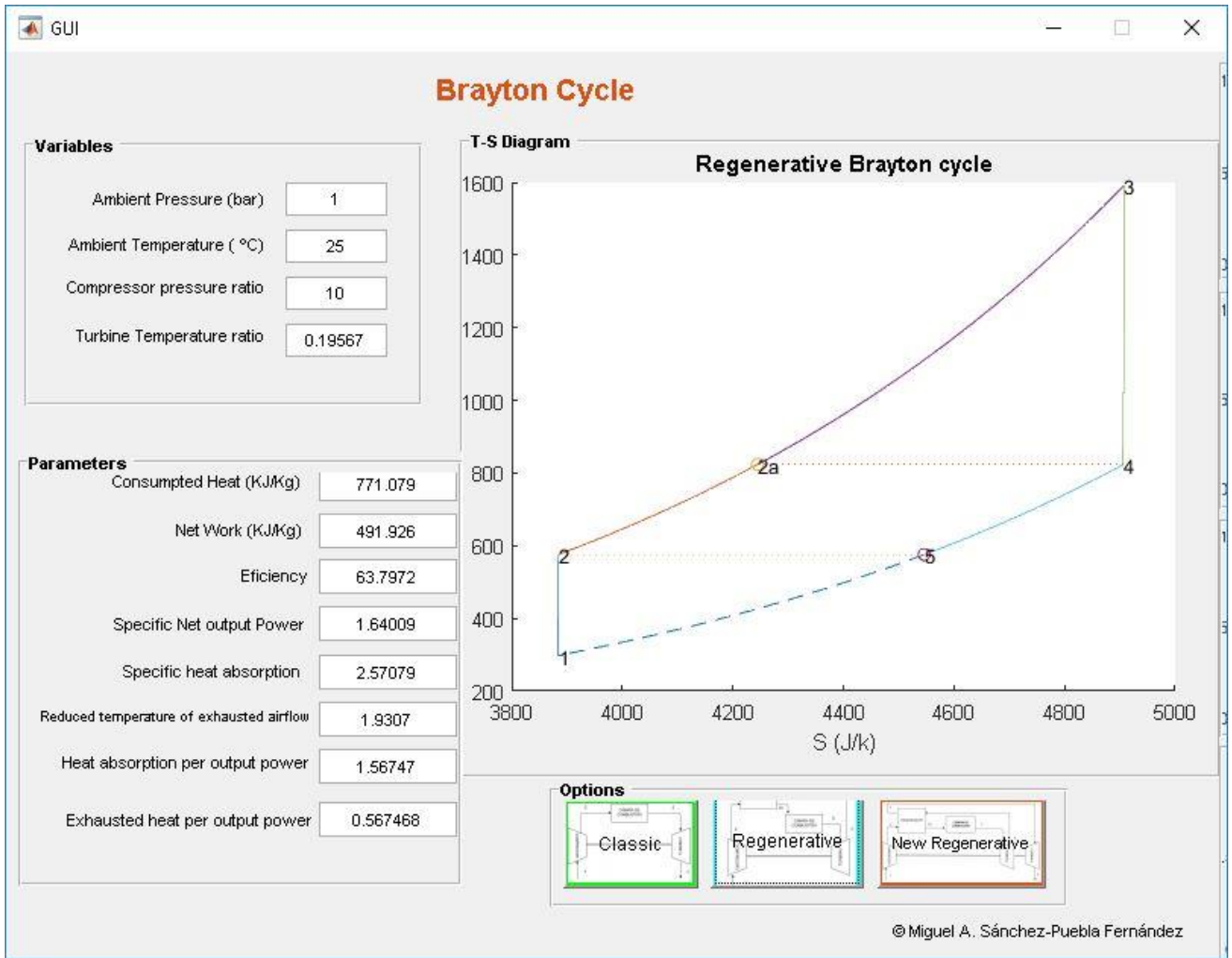


Fig.59. Resultados ciclo Brayton regenerativo $r_c = 10$

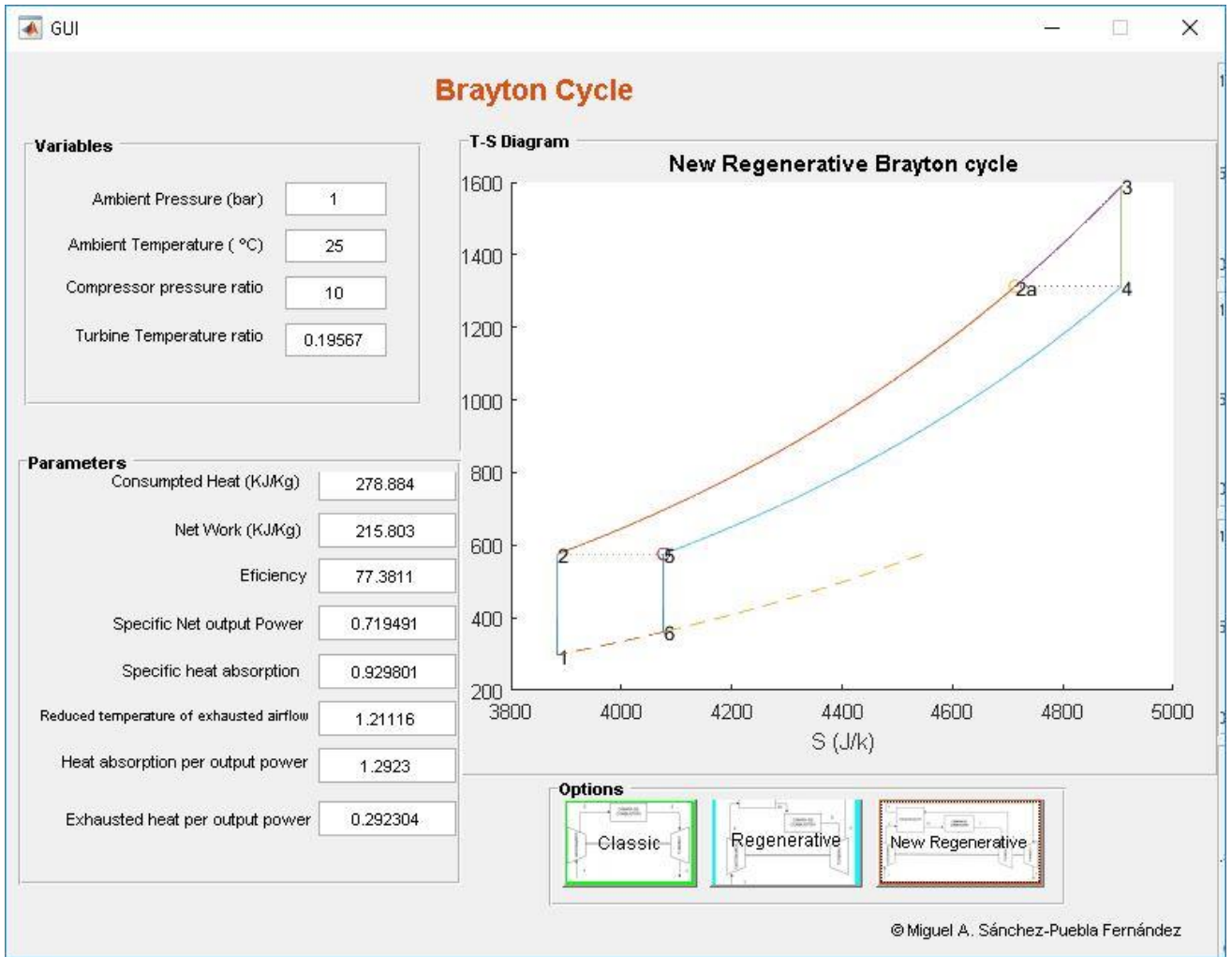


Fig.60. Resultados ciclo Brayton nuevoregenerativo $r_c = 10$

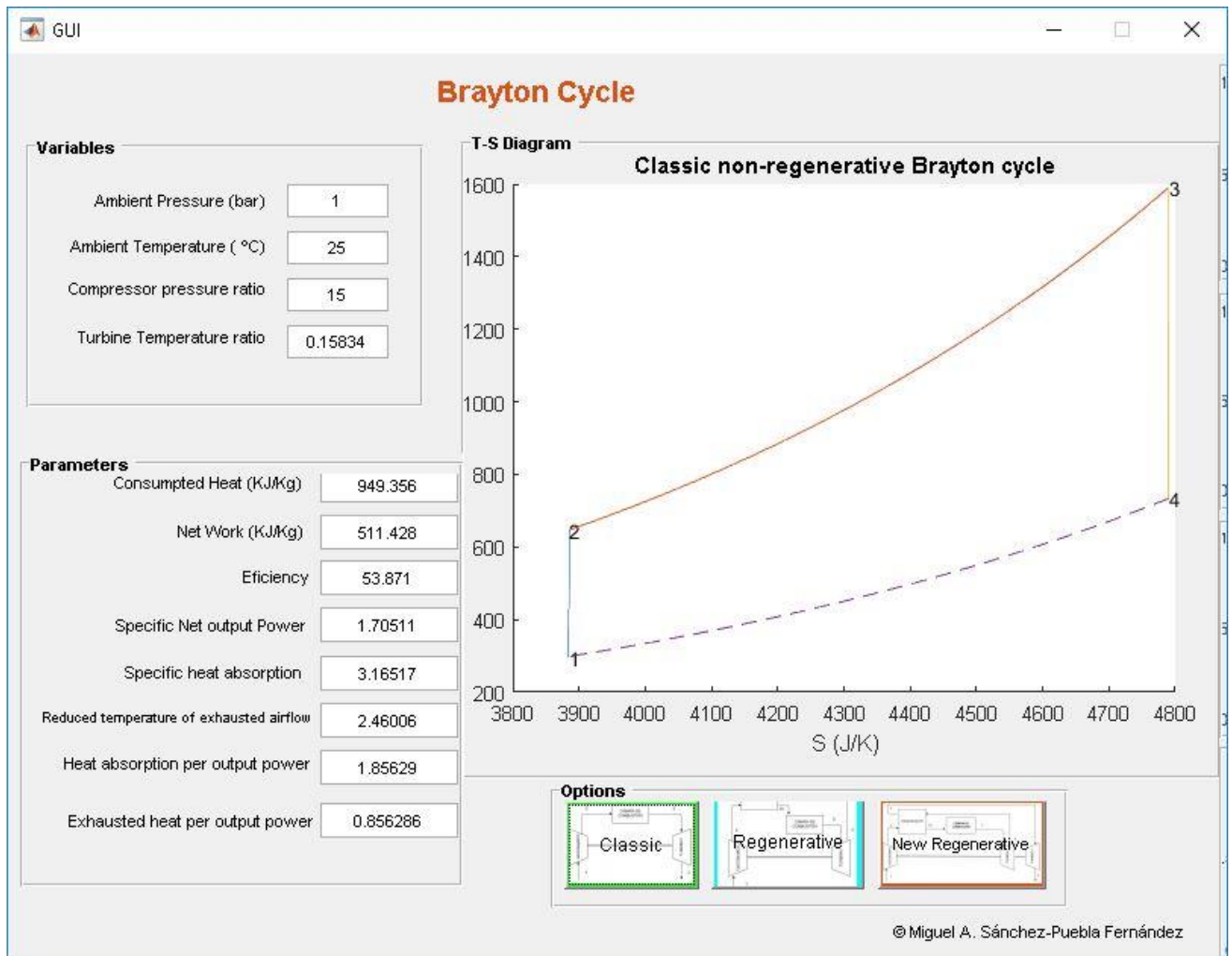


Fig.61. Resultados ciclo Brayton $r_c = 15$

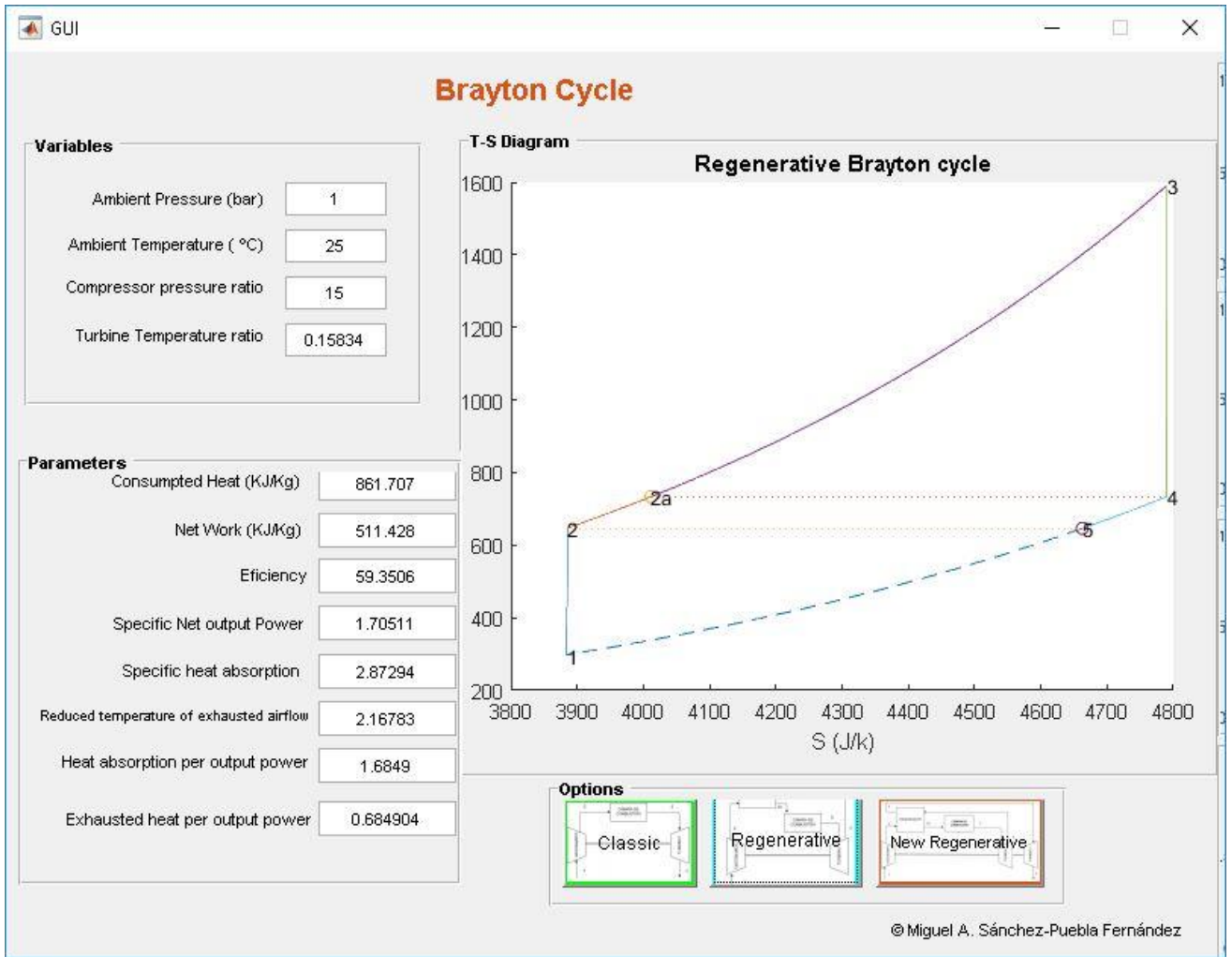


Fig.62. Resultados ciclo Brayton regenerativo $r_c = 15$

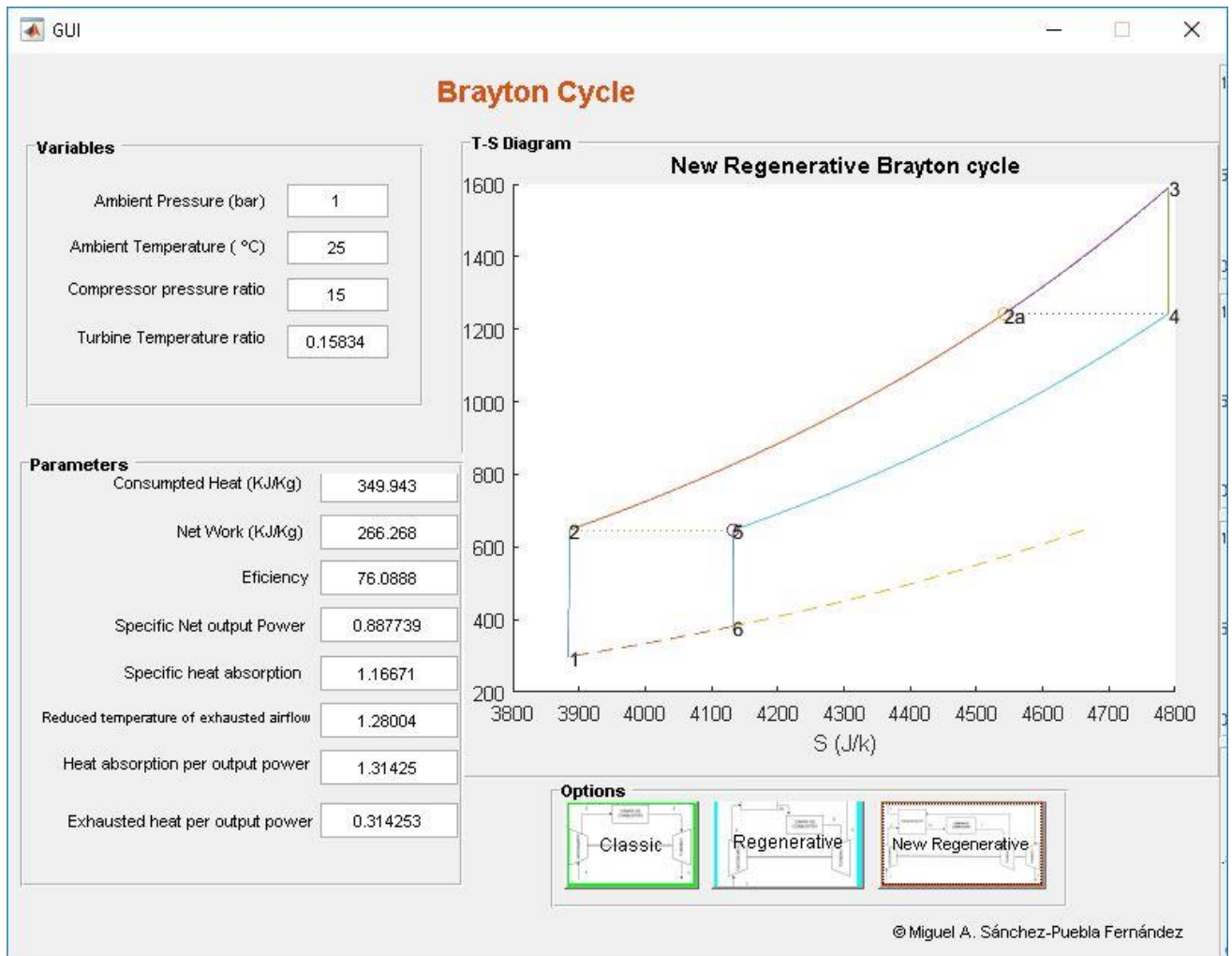


Fig.63. Resultados ciclo Brayton nuevo regenerativo $r_c = 15$

A medida que se produce un aumento de la relación de compresión, la cantidad de flujo de aire comprimido precalentado en el regenerador (2-2a) es menor en un ciclo regenerativo, pudiendo incluso a enfriar la corriente de aire a alta presión que entra en el intercambiador si la relación de compresión es mayor que 15.

A pesar de que en el ciclo nuevo regenerativo también se produce un descenso del aire precalentado en el regenerador a medida que se produce un aumento en la relación de compresión, éste sigue siendo de gran utilidad para reducir la cantidad de calor absorbida por el ciclo.

Respecto al trabajo neto producido se observa un descenso en el ciclo nuevo regenerativo con respecto al resto de ciclos.

4.4. Análisis de resultados.

TRABAJO NETO ESPECÍFICO ADIMENSIONAL

TABLA 2

$w_{NETO}/(c_p T_1)$				
r_c	$\frac{r_{t1}}{r_c}$	Brayton	Regenerativo	Nuevo regenerativo
5	0.3001	1.3820	1.3820	0.4609
10	0.19567	1.6400	1.6400	0.7195
15	0.15834	1.7051	1.7051	0.8877

A medida que se produce un aumento de la relación de compresión se observa una reducción aumento del trabajo neto producido por los diferentes ciclos.

También se observa que el trabajo neto producido por el ciclo Brayton simple y el ciclo regenerativo original se mantienen constantes, debido a que la introducción del regenerador sólo influye en el calor absorbido por el aire en la cámara de combustión y no en el área bajo la curva que representa el trabajo neto.

Por otro lado, el trabajo neto del ciclo nuevo regenerativo es menor respecto a los anteriores. Sin embargo, a medida que se aumenta la relación de compresión de 5 a 15, el trabajo neto en el nuevo regenerativo aumenta un 93%, mientras que en el ciclo básico y en el regenerativo tan sólo aumenta un 23%.

Por tanto, aunque el trabajo neto producido por el ciclo Brayton nuevo regenerativo sea menor que en el ciclo básico y en el regenerativo original, se produce un aumento mayor del mismo a medida que aumenta la relación de compresión.

ABSORCIÓN DE CALOR ESPECÍFICO ADIMENSIONAL

TABLA 3

$q_{CC}/(c_p T_1)$				
r_c	$\frac{r_{t1}}{r_c}$	Brayton	Regenerativo	Nuevo regenerativo
5	0.3001	3.7492	1.9658	0.5832
10	0.19567	3.4023	2.5708	0.9298
15	0.15834	3.1652	2.8729	1.1667

Como era de esperar, el calor absorbido por los ciclos con regenerador es mucho menor respecto al ciclo básico.

Merece especial atención que mientras en el ciclo Brayton básico el calor disminuye un 18% en el rango de presiones establecido, el ciclo regenerativo aumenta un 46% y el nuevo regenerativo un 200%.

Cabe destacar que la diferencia entre el ciclo regenerativo y el ciclo Brayton básico es del 10% para $r_c=15$. Para el mismo ratio de presiones, este valor es del 63% entre el ciclo básico y el nuevo regenerativo. Este hecho evidencia que a medida que aumenta la relación de compresiones, el regenerador deja de tener utilidad en el ciclo regenerativo, mientras que en el nuevo regenerativo sigue siendo efectivo.

RENDIMIENTO TÉRMICO

TABLA 4

r_c	$\frac{r_{t1}}{r_c}$	η_{ciclo}		
		Brayton	Regenerativo	Nuevo regenerativo
5	0.3001	36.86	70.30	79.04
10	0.19567	48.20	63.80	77.38
15	0.15834	53.87	59.35	76.08

El ciclo nuevo regenerativo posee un mayor rendimiento que el ciclo regenerativo. En el rango de presiones de estudio, la mejora comprende entre el 11% y el 21%.

También es destacable la reducción de rendimiento térmico tanto en el ciclo regenerativo como en el nuevo regenerativo a medida que aumenta la relación de compresión, totalmente al contrario de los que sucede en el ciclo Brayton original. Sin embargo, la disminución de rendimiento producida en el ciclo nuevo regenerativo (5%) es mucho menor que la del ciclo regenerativo (18%).

TEMPERATURA REDUCIDA DEL FLUJO DE AIRE EXPULSADO AL AMBIENTE

TABLA 5

$T_{r,salida}$				
r_c	$\frac{r_{t1}}{r_c}$	Brayton	Regenerativo	Nuevo regenerativo
5	0.3001	3.3672	1.5838	1.1228
10	0.19567	2.7622	1.9307	1.2111
15	0.15834	2.4601	2.1678	1.2800

Se observa que en el ciclo nuevo regenerativo la temperatura de salida se encuentra mucho más cercana a la temperatura ambiental. Sin embargo, a medida que la relación de compresiones aumenta, la temperatura a la que expulsada el flujo de aire también aumenta pero de manera muy poco significativa, al contrario que sucede en el ciclo regenerativo donde se produce un aumento del 27%.

Como era de esperar la temperatura de salida es mucho mayor en el ciclo Brayton básico. Al contrario que sucede en ambos ciclos regenerativos, en el ciclo básico, la temperatura se reduce a medida que aumenta la relación de compresión, llegando a ser muy similar a la temperatura de salida del gas en el ciclo regenerativo para $r_c=15$.

CALOR ABSORBIDO POR UNIDAD DE POTENCIA

TABLA 6

q_{CC}/w_{NETO}				
r_c	$\frac{r_{t1}}{r_c}$	Brayton	Regenerativo	Nuevo regenerativo
5	0.3001	2.7129	1.4225	1.2652
10	0.19567	2.0745	1.5674	1.2923
15	0.15834	1.8563	1.6849	1.3142

El ciclo nuevo regenerativo absorbe menor cantidad de calor por unidad de trabajo neto que el resto de ciclo para una misma relación de compresión.

Sin embargo en los dos ciclos regenerativos se produce un ligero aumento del mismo a medida que aumenta r_c , hecho que no sucede en el ciclo Brayton puesto que disminuye un 28%. Mientras que en el ciclo regenerativo se produce un aumento del 16% en el rango de presiones establecido, en el nuevo regenerativo aumenta un 5%.

CALOR EXPULSADO POR UNIDAD DE POTENCIA

TABLA 7

$q_{EXPULSADO}/W_{NETO}$				
r_c	$\frac{r_{t1}}{r_c}$	Brayton	Regenerativo	Nuevo regenerativo
5	0.3001	1.7129	0.4224	0.2651
10	0.19567	1.0744	0.5674	0.2923
15	0.15834	0.8563	0.6849	0.3143

El calor expulsado al ambiente por unidad de trabajo neto producido en el ciclo es mucho menor en ambos ciclos regenerativos.

A medida que aumenta el ratio de presiones, se produce una disminución del calor expulsado por unidad de trabajo neto en el ciclo Brayton original, mientras que en el ciclo regenerativo y en el nuevo regenerativo se produce un ligero aumento: 38% y 20% respectivamente.

Cabe destacar que a medida que aumenta la relación de compresión, el valor del ciclo regenerativo tiende al valor que presenta el ciclo Brayton básico, mientras que el valor del ciclo nuevo regenerativo se mantiene en el mismo nivel.

4.5. Funcionamiento del nuevo ciclo regenerativo en función de la relación de presiones de la primera turbina.

En los anteriores apartados se observa que el ciclo Brayton regenerativo obtiene mejores resultados que el ciclo Brayton clásico y el ciclo Brayton regenerativo original. Sin embargo, no se ha estudiado la relación que tienen los diversos parámetros en función del ratio de presiones en la primera turbina.

Si el ratio de presiones en la primera turbina es 1, la presión al entrar y al salir de la turbina es la misma, no produce potencia neta, por lo que la potencia producida por la segunda turbina será la del compresor y la potencia neta producida por el ciclo será nula.

De la misma manera, si el ratio de presiones de la turbina es igual al ratio de presiones del compresor, el ciclo nuevo regenerativo tendrá las mismas características operacionales que el ciclo regenerativo, puesto que la segunda turbina no producirá ningún trabajo.

A continuación, se va a mostrar cómo varían los diferentes parámetros en función de la relación de presiones en la primera turbina para $r_c=5$ (azul), $r_c=10$ (rojo), $r_c=15$ (naranja).

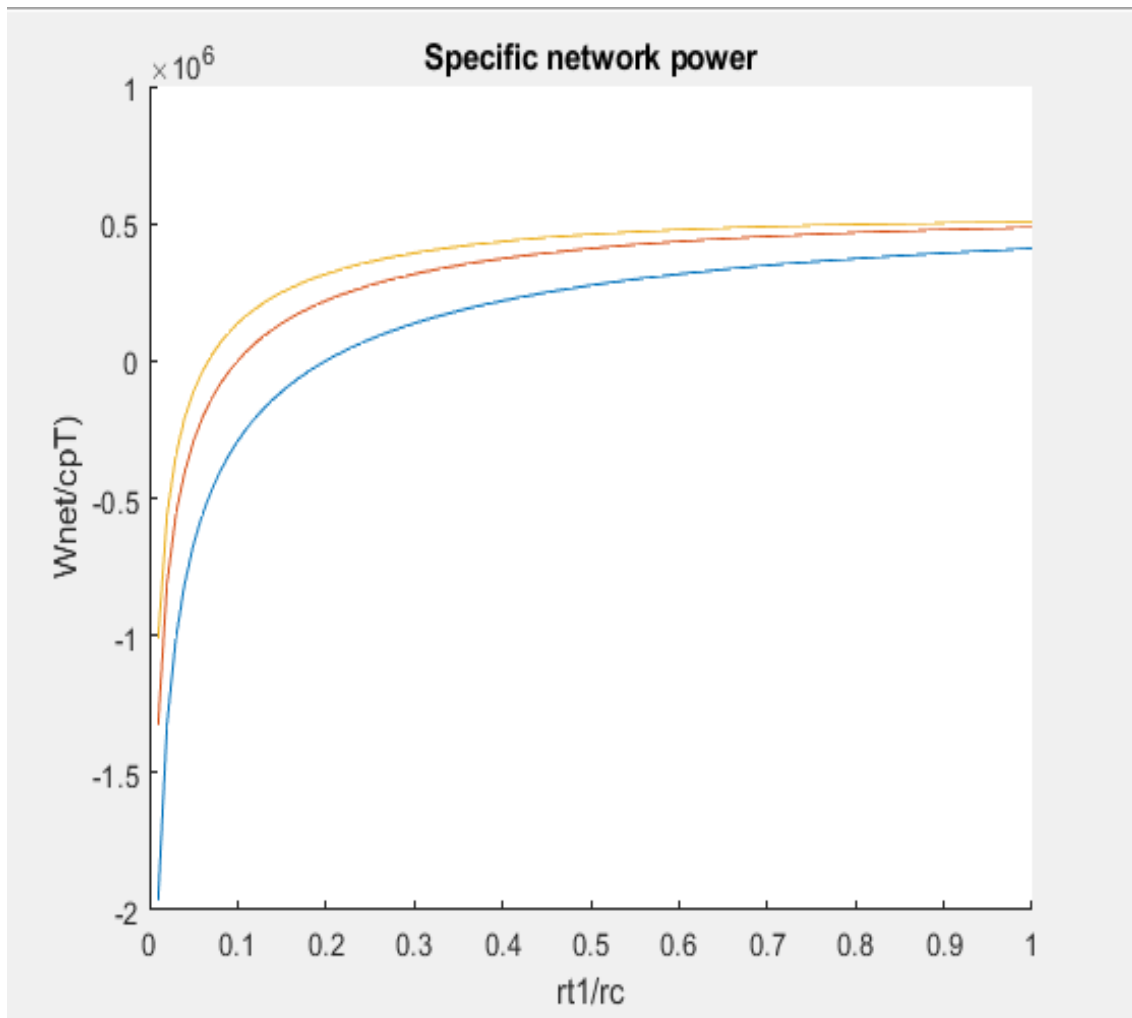


Fig. 64. Trabajo específico adimensional frente a relación de presiones en la primera turbina.

A medida que se produce un aumento de la relación de presiones de la turbina respecto a la relación de compresión, se produce un aumento de la potencia neta para las tres relaciones de compresión, de tal manera que no hay un valor óptimo para la potencia neta producida.

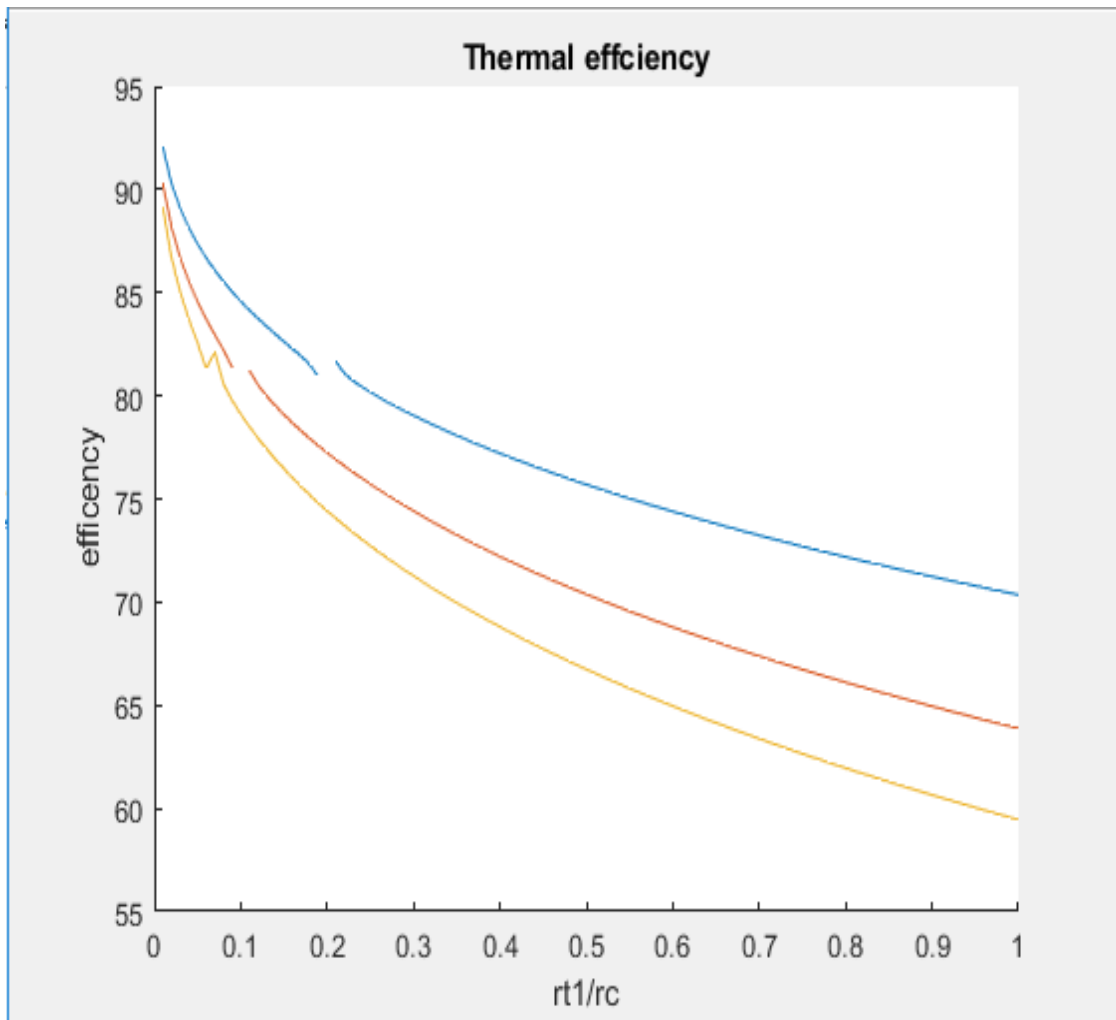


Fig 65. Rendimiento frente relación de presiones en la primera turbina.

A medida que aumenta la la relación de presiones en la primera turbina respecto a la relación de compresión, se observa que el rendimiento disminuye.

Cabe destacar que el mayor rendimiento aparece para relaciones de compresor menores.

También se observa que para las diferentes relaciones de compresión existe un pequeño rango de presiones en la primera turbina donde el ciclo dejaría de operar, por lo que el rango de funcionamiento se empezaría a tener a partir de un rendimiento de entotno al 80% en los difrentes ciclos.

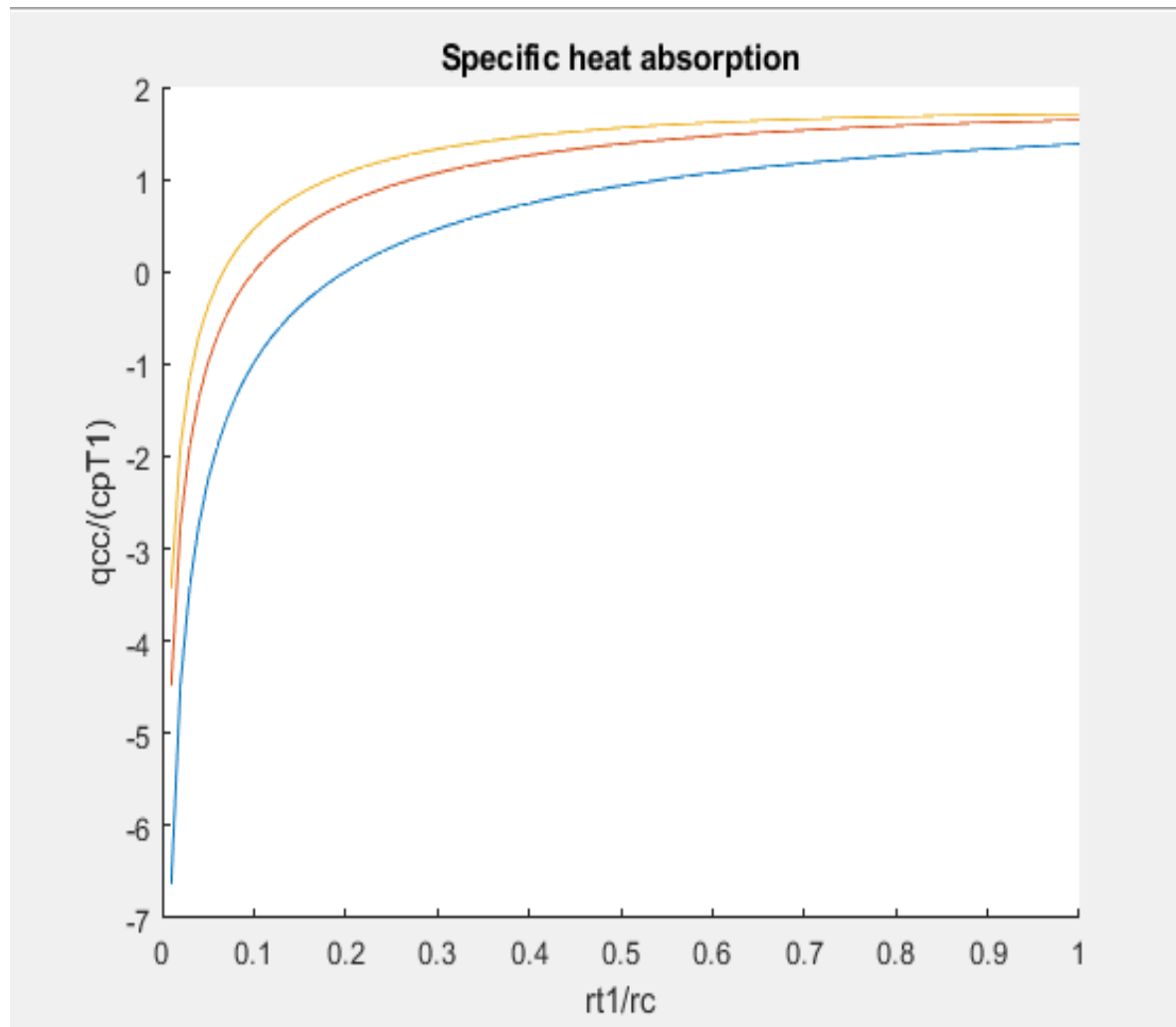


Fig. 66. Calor absorbido específico adimensional frente a relación de presiones en la primera turbina.

El calor absorbido aumenta a medida que se aumenta la relación de presiones de la primera turbina respecto a la relación de compresiones.

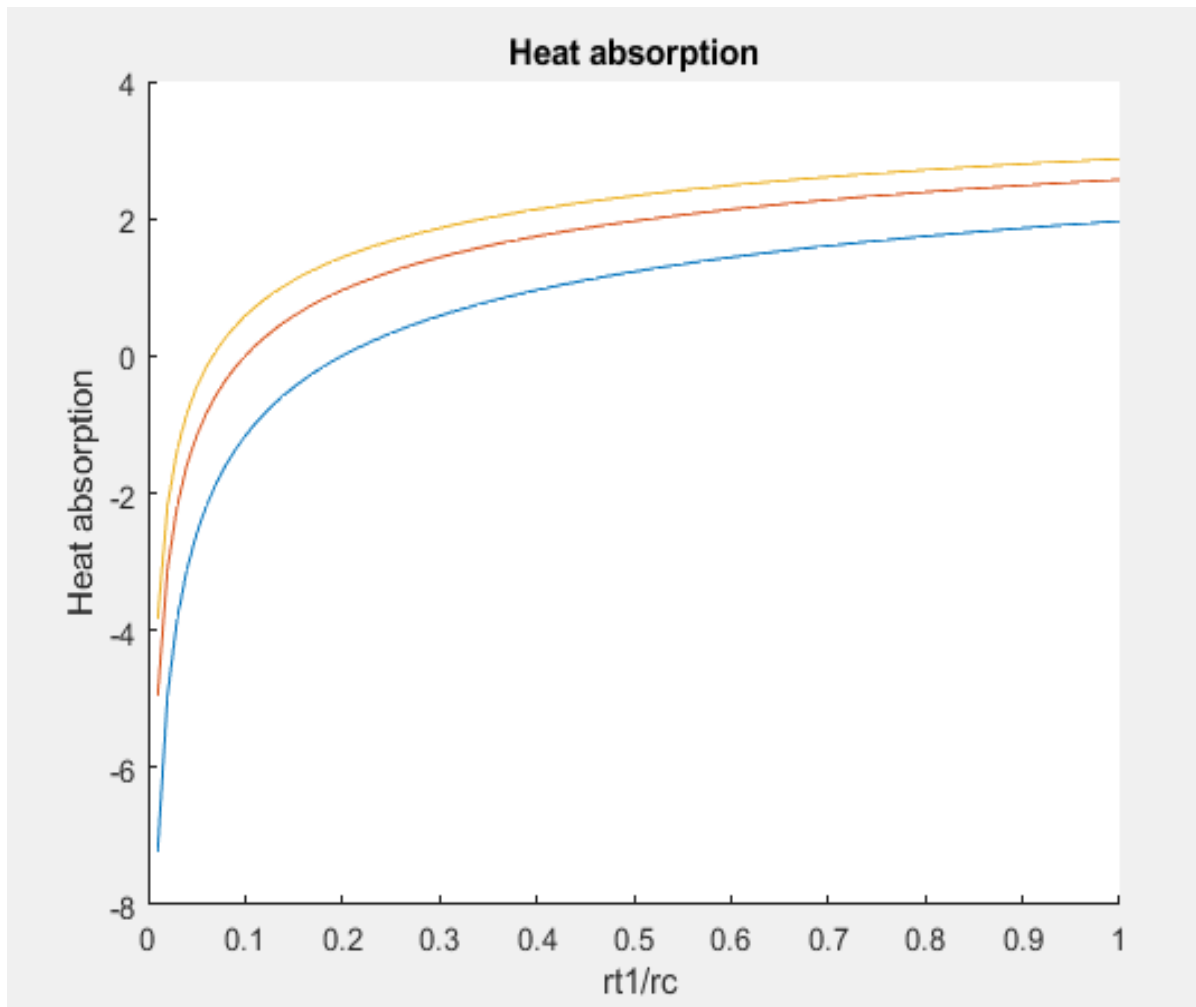


Fig. 67. Calor absorbido por unidad de potencia neta frente a la relación de presiones en la primera turbina.

La cantidad de calor absorbido por unidad de potencia neta aumenta a medida que aumenta la relación de presiones en la primera turbina.

El calor absorbido es menor para relaciones de compresión más pequeñas y para una relación de presiones en la primera turbina menor.

A partir de estos resultados se puede concluir que el ciclo nuevo regenerativo tiene un mayor rendimiento y una menor absorción de calor por parte de la cámara de combustión para relaciones de compresión y de presión en la primera turbina más pequeñas.

5. CONCLUSIONES

5.1. Objetivos cumplidos.

Los resultados obtenidos con los modelos termodinámicos implementados y su validación con los resultados experimentales recogidos en [1] han permitido confirmar las siguientes características relacionadas con el ciclo Brayton nuevo regenerativo:

- presenta un mayor rendimiento térmico que el ciclo regenerativo y el ciclo Brayton original, debido a una reducción del calor absorbido por unidad de potencia neta. Esto se debe a que el regenerador reduce la cantidad de calor expulsado por el ciclo y consecuentemente la temperatura del gas a salida del ciclo es menor. Gracias a esto, se reduce la cantidad de combustible utilizada en la cámara de combustión y la cantidad de gases contaminantes emitidos.
- En el ciclo regenerativo, el regenerador precalienta menos el flujo de aire proveniente del compresor, a medida que la relación de compresión aumenta pudiendo llegar incluso a enfriar la corriente de aire si la presión es demasiado elevada.
- Sin embargo, en el ciclo nuevo regenerativo, este efecto en el regenerador se ve reducido considerablemente, aunque la presión siga aumentando.
- Aunque el ciclo regenerativo posea un buen rendimiento a altas relaciones de compresión, las condiciones en las que el ciclo nuevo regenerativo presenta mejores prestaciones son a bajas relaciones de compresión y a menor ratio de presión en la primera turbina, produciéndose así el trabajo neto en la segunda turbina. Estas características favorecen la utilización de equipos más pequeños y menos sofisticados, además de una gran versatilidad y rápida capacidad de respuesta.

Adicionalmente y una vez comprobada la validez de los modelos termodinámicos implementados para el ciclo Brayton nuevo regenerativo, el ciclo regenerativo y el ciclo Brayton original, la interfaz gráfica también desarrollada permite reproducir fácilmente los resultados que se obtendrían en una implementación física ideal de estos ciclos para cualquier combinación de relación de compresión y relación de presión de la primera turbina, de modo que se pueden predecir analíticamente los resultados obtenidos si se construyera cualquiera de estos ciclos.

5.2. Líneas futuras de trabajo.

A pesar de que la optimización del ciclo Brayton regenerativo realizada por M. Goodarzi, resuelve los puntos débiles del ciclo. El artículo es un estudio realizado para un ciclo ideal sin irreversibilidades. Por tanto, habría que realizar un análisis del funcionamiento del ciclo y cómo afecta al rendimiento y a la cantidad de calor absorbida por el ciclo, teniendo en cuenta que:

- Los procesos de expansión y compresión son procesos no reversibles.
- El regenerador no es un intercambiador de calor ideal, por lo que las temperaturas de entrada y de salida de los flujos de aire fríos y calientes no se pueden igualar.

- El proceso de quema de combustible en la cámara de combustión no es un proceso ideal.

Los modelos termodinámicos implementados en este Trabajo Fin de Grado deberían incluir estos efectos y ser validados, para lo que sería necesario disponer de datos empíricos suficientes correspondientes a ciclos reales.

Otras líneas de trabajo futura serían:

- la generación de código autoejecutable que no necesitara el entorno MATLAB®,
- generación de estos modelos de ciclos de Brayton como elementos de una librería para que permitan ser reutilizados por otros usuarios.
- Integración con herramientas de cálculo de costes para encontrar qué construcciones ofrecerían mayores rendimientos con el mínimo coste.
- Incluir el cumplimiento de normativas mediambientales para predecir su cumplimiento.

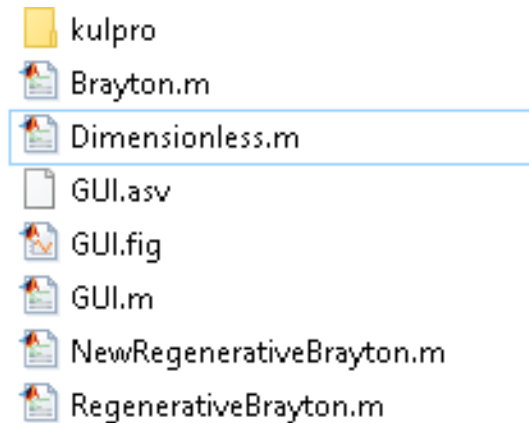
BIBLIOGRAFÍA

- [1] Goodarzi, M. (2016). Comparative energy analysis on a new regenerative Brayton cycle. *Energy Conversion and Management* 120 (2016) 25–31.
- [2] Moran, M.J., Shapiro, H.N. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Editorial Reverté.
- [3] UNESA, "Distribución de las centrales eléctricas", UNESA, 10-8-2018. [En línea]. Disponible en: <https://unesa.net/investigar/sabereinvestigar/mapas/centraleselectricas.htm>
- [4] Renedo, C. J., "Ciclos de potencia", *Termodinámica y Mecánica de Fluidos*, Universidad de Cantabria, España, [En línea]. Disponible en: <http://personales.unican.es/renedoc/Trasparencias%20WEB/Trasp%20Termo%20y%20MF/00%20GRADOS/TD%2005.pdf>
- [5] REE, "Estadísticas del sistema eléctrico", REE, 03-08-2018, [En línea]. Disponible en: <http://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico/3015/3003>
- [6] GUNT, "Centrales térmicas de vapor", GUNT, 09-08-2018, [En línea]. Disponible en: https://www.gunt.de/images/download/steam_power_plants_spanish.pdf
- [7] M. S. BHATTI, Open Air Cycle Air Conditioning System for Motor Vehicles, Society of Automotive Engineers, SAE Technical Papers, Document Number 980289, 1998 Purewal, S. (2014). *Learning web app development (First;1; ed.)*. Beijing: O'Reilly.
- [8] A. Blanco García, "Estudio y cálculo de torres de refrigeración de tiro inducido y flujo cruzado", Proyecto fin de carrera, Departamento de Termodinámica y Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, España, 2011. [En línea]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/10016/11778>.
- [9] Sánchez Delgado S., "Máquinas y Centrales Térmicas", Asignatura, Departamento de Termodinámica y Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2018.
- [10] Santana Santana D., "Sistemas Térmicos", Asignatura, Departamento de Termodinámica y Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2017.
- [11] PTR España, "Datos por complejo industrial", *Ministerio para la transición ecológica*, 15-08-2018, [En línea]. Disponible en: <http://www.prtr-es.es/informes/gis.aspx>
- [12] Universidad de Sevilla, "Ciclo Brayton", Departamento de Física Aplicada III, Universidad de Sevilla, España, [En línea]. Disponible en: http://Laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton
- [13] Fernández Diego, I., Robles Díaz, A.R., "Centrales térmicas". *Termodinámica y Mecánica de Fluidos*. Universidad de Cantabria. España. [En línea]. Disponible en: <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1160/course/section/1407/bloque-energia-IV.pdf>

ANEXO: MANUAL DE USUARIO

Para la obtención de los resultados obtenidos se ha programado un código en el entorno MATLAB®, gracias al cual podemos reproducir los resultados al introducir los valores necesarios para poder calcular los diferentes parámetros de un ciclo Brayton, un ciclo Brayton regenerativo y un ciclo Brayton nuevo regenerativo.

En la carpeta donde se encuentra el código se encuentran los siguientes archivos:



- *Kulpro*: Es la librería que permite calcular las propiedades del fluido de trabajo según las condiciones establecidas.

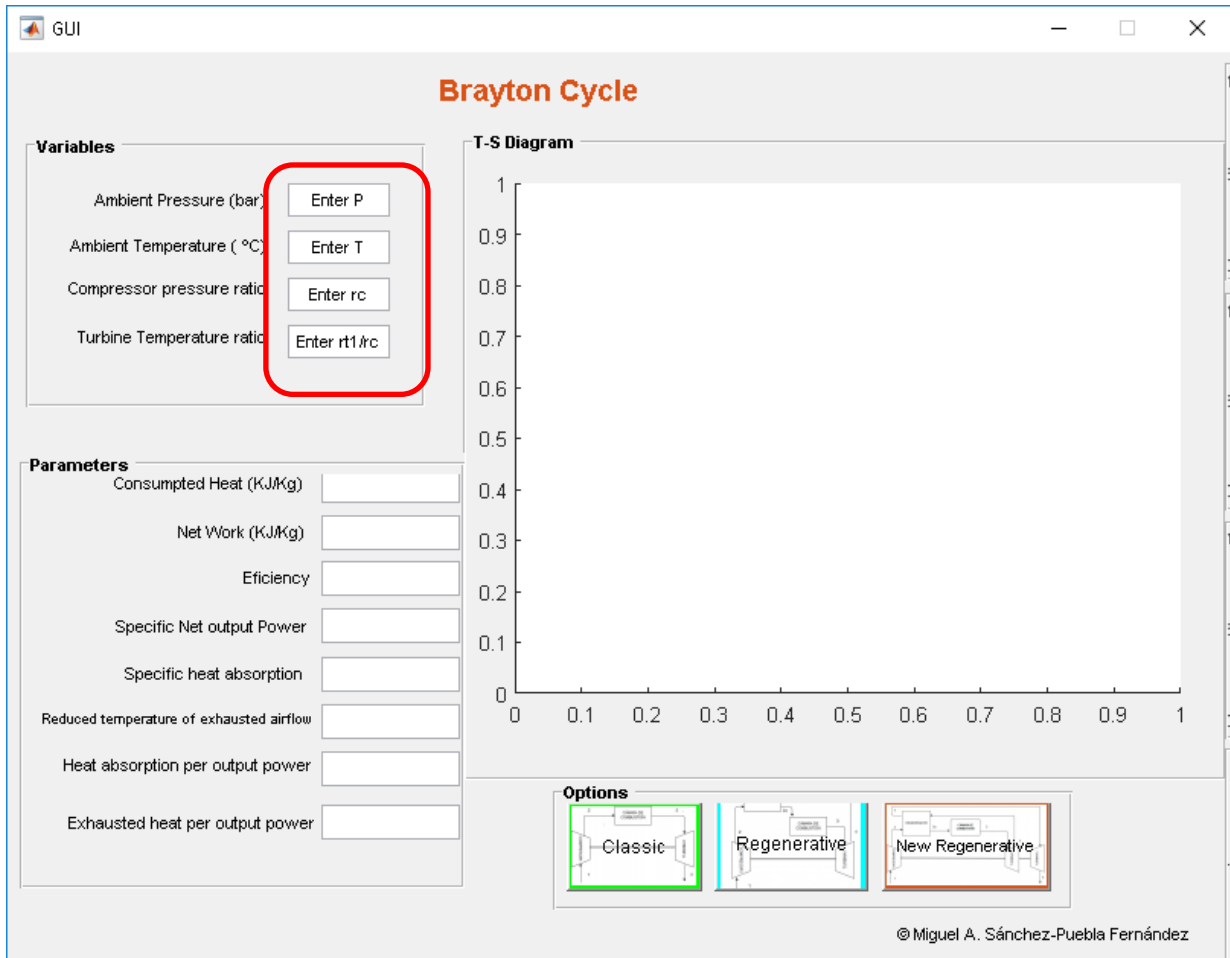
Para el correcto funcionamiento del código será necesario insertar la librería en el directorio donde se encuentran los diferentes programas. Basta con introducir en *Command Window*:

```
addpath('/home/USERNAME/Some_folder/main')
```

- *Brayton.m*: Código donde se programa el funcionamiento del ciclo Brayton.
- *RegenerativeBrayton.m*: Código donde se programa el funcionamiento del ciclo Brayton regenerativo.
- *NewRegenerativeBrayton.m*: Código donde se programa el funcionamiento del ciclo Brayton nuevo regenerativo.
- *Dimensionless.m*: Código donde se programan los diferentes resultados requeridos en el análisis.
- *GUI.m*: Código donde se programa la interfaz de usuario donde se reproducirán los diferentes resultados a partir de los datos introducidos.
- *GUI.fig*: Interfaz donde se definen los datos requeridos y se reproducen los resultados. Este fichero tiene ya incluidas las imágenes de background que aparecen en los botones que componen las opciones correspondiente al cálculo de un ciclo de Brayton original, regenerativo y nuevo regenerativo.

Una vez instalada la librería, basta con ejecutar *GUI.fig* e introducir los datos requeridos de presión, temperatura, relación de compresión y relación de presión de la primera turbina.

Una vez introducidos los datos, basta con pulsar en la opción del ciclo que se quiera analizar. El mismo conjunto de datos introducidos permite calcular los parámetros característicos de todos y cada uno de los ciclos, sin tener que volver a introducir los datos.



En el caso de ciclo Brayton nuevo regenerativo, además aparecerán las gráficas correspondientes al funcionamiento de la primera turbina.