



Universidad  
Rey Juan Carlos

Escuela Superior de Ciencias Experimentales y Tecnología

**GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA**

Trabajo de Fin de Grado

# **Análisis exergético de sistemas de obtención de electricidad para una desaladora de agua.**

**JUAN JOSÉ MARTÍNEZ ALARCÓN**

**Curso Académico 2024/2025**

## Índice

1. Resumen.....	1
2. Introducción.....	2
2.1. Desaladoras en España.....	2
2.2. Consumo energético de las desaladoras.....	3
2.3. Suministro eléctrico.....	4
3. Objetivos.....	7
4. Solución técnica.....	8
4.1. Exergía.....	8
4.1.1. Análisis exergético.....	11
4.1.2. Balance de exergía.....	11
4.2. Combustible.....	14
4.3. Simulación del ciclo.....	16
4.3.1. Ciclo Rankine con recalentamiento.....	17
4.3.2. Ciclo Brayton con regeneración.....	18
4.3.3. Ciclo combinado.....	19
4.4. CÁLCULOS.....	20
4.4.1. Cálculo ciclo Rankine con recalentamiento.....	20
4.4.2. Cálculo ciclo Brayton con regeneración.....	26
4.4.3. Cálculo ciclo combinado.....	31
4.5. Análisis de la eficiencia exergética.....	39
4.5.1. Comparación de equipos.....	43
4.5.2. Comparación ciclos.....	45
5. Conclusiones.....	47
6. Bibliografía.....	48
7. Anexo.....	50
7.1. Datos de los ciclos simulados.....	50
7.1.1. Ciclo Rankine con recalentamiento.....	50
7.1.2. Ciclo Brayton con regeneración.....	55
7.1.3. Ciclo combinado.....	58
7.2. Diagramas grassman.....	63
7.3. Comparación de las características del aire y gases de combustión.....	66
7.3.1. Características aire y gases de combustión en el ciclo Brayton con regeneración.....	67
7.3.2. Características aire y gases de combustión en el ciclo combinado.....	68

Ilustración 1. Ciclo Rankine con recalentamiento. ....	5
Ilustración 2. Ciclo Brayton con regeneración.....	6
Ilustración 3. Ciclo combinado. ....	7
Ilustración 4, Ciclo Rankine con recalentamiento. ....	17
Ilustración 5. Ciclo Brayton con regeneración.....	18
Ilustración 6. Ciclo combinado. ....	19
Ilustración 7, Ciclo Rankine con recalentamiento. ....	50
Ilustración 8. Características ciclo Rankine con recalentamiento .....	51
Ilustración 9. Corriente 1 y 2, ciclo Rankine con recalentamiento.....	51
Ilustración 10. Corriente 3 y 4, ciclo Rankine con recalentamiento.....	52
Ilustración 11. Corriente 5 y 6, ciclo Rankine con recalentamiento.....	52
Ilustración 12. Corriente 7 y 8, ciclo Rankine con recalentamiento.....	53
Ilustración 13. Caldera y bomba, ciclo Rankine con recalentamiento. ....	53
Ilustración 14. Perdidas caldera y turbina de alta presión, ciclo Rankine con recalentamiento. ....	54
Ilustración 15. Recalentador y perdidas recalentador, ciclo Rankine con recalentamiento.....	54
Ilustración 16. Turbina de baja presión y condensador, ciclo Rankine con recalentamiento. ....	54
Ilustración 17. Ciclo Brayton con regeneración.....	55
Ilustración 18. Características ciclo Brayton con regeneración y corriente 1.....	56
Ilustración 19. Corriente 2 y 3, ciclo Brayton con regeneración.....	56
Ilustración 20. Corriente 4 y 5, ciclo Brayton con regeneración.....	56
Ilustración 21. Corriente 6 y 7, ciclo Brayton con regeneración.....	57
Ilustración 22. Corriente 8 y compresor, ciclo Brayton con regeneración .....	57
Ilustración 23. Cámara de combustión y perdidas cámara, ciclo Brayton con regeneración.....	57
Ilustración 24. Turbina de gas y perdidas del regenerador, ciclo Brayton con regeneración.....	58
Ilustración 25. Regenerador, ciclo Brayton con regeneración .....	58
Ilustración 26. Ciclo combinado. ....	59
Ilustración 27. Características ciclo combinado y corriente 1.....	59
Ilustración 28. Corriente 2 y 3, ciclo combinado.....	60
Ilustración 29. Corriente 4 y 5, ciclo combinado.....	60
Ilustración 30. Corriente 6 y 7, ciclo combinado.....	60
Ilustración 31. Corriente 8 y 9, ciclo combinado.....	61
Ilustración 32. Corriente 10 y 11, ciclo combinado.....	61
Ilustración 33. Compresor y cámara de combustión, ciclo combinado .....	61
Ilustración 34. Perdidas cámara y turbina de gas, ciclo combinado.....	62
Ilustración 35. Perdidas intercambiador e intercambiador de calor, ciclo combinado .....	62
Ilustración 36. Turbina de vapor y condensador, ciclo combinado .....	62
Ilustración 37. Bomba, ciclo combinado .....	62
Ilustración 38. Diagrama Grassman ciclo Rankine con recalentamiento. ....	64
Ilustración 39. Diagrama Grassman ciclo Brayton con recalentamiento.....	65
Ilustración 40. Diagrama Grassman ciclo combinado .....	66

Tabla 1. Consumo de agua desalada por Acuamed. ....	3
Tabla 2. Potencia instalada de las mayores desaladoras de España. ....	3
Tabla 3. Tabla de la potencia requerida en las mayores desaladoras de España.....	4
Tabla 4. Componentes del gas natural. ....	15
Tabla 5. Condiciones de operación ciclo Rankine con recalentamiento. ....	17
Tabla 6. Ciclo Rankine con recalentamiento: rendimiento de equipos.....	17
Tabla 7. Condiciones de operación ciclo Brayton con regeneración. ....	18
Tabla 8. Ciclo Brayton con regeneración: rendimiento de equipos.....	19
Tabla 9. Condiciones de operación ciclo Combinado. ....	19
Tabla 10. Ciclo Combinad: rendimiento de equipos.....	20
Tabla 11. Corrientes del ciclo Rankine con recalentamiento. ....	21
Tabla 12. Corrientes del ciclo Brayton con regeneración. ....	26
Tabla 13. Pérdidas de exergía asociada al calor y exergía destruida del ciclo Rankine con recalentamiento. ....	40
Tabla 14. Rendimiento exergético de los equipos en el ciclo Rankine con recalentamiento.....	41
Tabla 15. Pérdidas de exergía asociada al calor y exergía destruida del ciclo Brayton con regeneración. ....	41
Tabla 16. Rendimiento exergético de los equipos en el ciclo Brayton con regeneración.....	42
Tabla 17. Pérdidas de exergía asociada al calor y exergía destruida del ciclo combinado. ....	42
Tabla 18. Rendimiento exergético de los equipos en el ciclo combinado.....	43
Tabla 19. Comparación de los ciclos termodinámicos. ....	45
Tabla 20. Exergía química específica de los componentes de la combustión . ....	67
Tabla 21. Capacidad calorífica y fracción molar de los gases de combustión y del aire después de la combustión . ....	68
Tabla 22.Capacidad calorífica y fracción molar de los gases de combustión y del aire después de la combustión . ....	69

## I. Resumen.

En este trabajo se describe el análisis exerético de tres ciclos termodinámicos: un ciclo Brayton con regeneración, un ciclo Rankine con recalentamiento y un ciclo combinado. Estos ciclos están diseñados para cubrir la demanda eléctrica de una planta desaladora típica en España.

La desalación, como recurso hídrico no convencional, es clave en la planificación hidrológica, especialmente en países como España, que enfrentan sequías y escasez de agua. Con el agravamiento previsto por el cambio climático, se espera un crecimiento significativo de estas tecnologías. Actualmente, se están desarrollando proyectos para aumentar la capacidad de desalación en diversas regiones de España, lo que anticipa un aumento de la demanda energética en este sector.

Debido a la naturaleza de la demanda eléctrica de las desaladoras, estas requieren una fuente de energía tradicional y confiable que pueda satisfacer un consumo energético establecido de 50 MW, por lo que en este trabajo se plantea un abastecimiento proporcionado por ciclos termodinámicos.

Con este planteamiento, se lleva a cabo la simulación de los ciclos considerando su demanda energética y características similares de los equipos, lo que permite realizar una comparación entre ellos para identificar cuál es el más eficiente. Se opta por un análisis exerético para evaluar los distintos ciclos, dado que este enfoque ofrece ventajas en comparación con el análisis energético.

Una vez realizado el análisis exerético, se confirma que el ciclo combinado presenta el mayor rendimiento exerético, con un 41,68%, seguido del ciclo Brayton con regeneración, que alcanza un 36,13%, y finalmente el ciclo Rankine con recalentamiento, con un 29,35%. Esto demuestra que el ciclo combinado es el más adecuado tanto a nivel energético como exerético.

Se comparan los equipos para identificar las principales pérdidas en cada ciclo, observando que aquellos cuya función es aportar calor a una corriente de trabajo son los que más exergía desaprovechan. En el ciclo Rankine con recalentamiento, estas pérdidas ascienden a aproximadamente 120 MW, mientras que en el ciclo Brayton con regeneración y en el combinado son de 65 MW aproximadamente. Se concluye que estas diferencias se deben al uso de distintos equipos.

Por último, se observa que la mayor eficiencia del ciclo combinado en comparación con el ciclo Brayton con regeneración se debe a su mejor aprovechamiento de la exergía de la corriente de salida. Esto se debe a que el intercambiador de calor aire-agua en el ciclo combinado permite

una transferencia de exergía más eficiente que el intercambiador aire-aire del ciclo Brayton con recalentamiento, gracias a las diferencias de temperatura del fluido frío con el fluido caliente.

## 2. Introducción.

### 2.1. Desaladoras en España.

España se encuentra en quinta posición a nivel mundial y en primer lugar en Europa en capacidad de agua desalada.

Recientemente, se han revelado grandes planes de inversión por parte del gobierno español para implementar un ambicioso proyecto de construcción de plantas desalinizadoras en las costas, como respuesta a la grave sequía que afecta al país y a la creciente emergencia climática a nivel global.

Se prevé un aumento significativo en la capacidad de producción de agua desalada en España. En Valencia, Murcia y Andalucía, se invertirán 128 millones de dólares para incrementar la producción en un 25% en cinco de las 11 desaladoras más importantes. En Cataluña, se busca duplicar la capacidad de desalación para pasar de 80 a 160  $Hm^3/año$  contando con instalaciones fotovoltaicas para el consumo energético de sus actividades [1].

Actualmente está aprobada la ampliación de varias desaladoras como la planta desaladora del Bajo Almanzora II, con el objetivo de superar los 100  $Hm^3/año$ , añadiendo 32  $Hm^3/año$  a la producción actual [2] o la desaladora de Torrevieja, aumentándola desde los 80  $Hm^3/año$  hasta los 120  $Hm^3/año$  [3].

Por tanto, el futuro del sector de las desalinizadoras en España se caracteriza por una expansión significativa en su capacidad de producción y una inversión considerable en nuevas infraestructuras y mejoras tecnológicas. Con proyectos que buscan duplicar la capacidad actual y la integración de energías renovables, España se posiciona para afrontar la sequía y satisfacer la demanda de agua potable y para riego de manera sostenible [4].

En la Tabla I se muestra el consumo de agua desalada  $Hm^3/año$  en España para diferentes usos en los últimos años siendo P=potable A=agrícola I=industria y T=totales. Aunque los datos se limitan a la producción de las principales desaladoras de agua de mar de Acuamed (Aguas de las Cuencas Mediterráneas S.A.), proporciona una visión general de la importancia y la tendencia de esta aplicación [4].

Tabla 1. Consumo de agua desalada por Acuamed.

	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
P	0,00	10,06	49,21	49,67	54,46	59,50	47,67	45,14	50,99	42,56	51,72	52,17	64,70	93,08	103,7
A	0,00	0,53	2,27	2,42	3,54	7,37	13,16	17,28	19,02	37,47	47,30	79,56	125,6	141,5	135,8
I	0,00	0,20	0,29	0,25	0,31	0,37	0,50	0,53	2,25	2,49	2,09	2,53	2,47	2,81	2,14
T	0,00	10,8	51,8	52,3	58,3	67,2	61,3	62,9	72,3	82,5	101	134	193	237	242

## 2.2. Consumo energético de las desaladoras.

En la actualidad, la tecnología predominante en las plantas desaladoras es la ósmosis inversa. Este proceso implica la aplicación de presión a través de una bomba sobre las membranas para obtener agua desalada, libre de sales, y un rechazo concentrado, conocido como salmuera, donde se concentran las sales eliminadas del sistema. Estas instalaciones también incluyen sistemas de captación de agua, pretratamientos tanto físicos como químicos para proteger las membranas, y un post-tratamiento para adecuar el agua desalada al uso previsto. Para generar la presión requerida en el sistema, se necesita suministrar energía eléctrica a las bombas de alta presión y otros sistemas. El consumo energético de estas plantas ronda los 3 KWh por cada metro cúbico de agua producida. La energía constituye el principal costo de producción del agua desalada, por lo que la reducción de este consumo es crucial para disminuir el precio final del agua desalada.

En la Tabla2 se muestran datos de la potencia instalada de algunas de las mayores desaladoras de España [5, 6, 7, 8, 9, 10 y 11]:

Tabla 2. Potencia instalada de las mayores desaladoras de España.

Desaladora	Capacidad ( $m^3/día$ )	Potencia instalada (MW)	Consumo específico (KWh/ $m^3$ )	Fuente de energía
Torreveja	240000	51,2	4,747	GIS
Águilas	210000	56,7	4,623	Red eléctrica
Valdentisco	137000	50	3,5-3,9	GIS
El Prat	200000	80	2,9	Red eléctrica

Conociendo el consumo específico y la capacidad de producción, es posible calcular la potencia exacta requerida por cada desaladora mediante el siguiente cálculo:

$$Potencia\ requerida\ (MW) = Capacidad\ \left(\frac{m^3}{día}\right) * Consumo\ específico\ \left(\frac{MWh}{m^3}\right) * \frac{1\ día}{24h}$$

Ecuación 1

Tabla 3. Tabla de la potencia requerida en las mayores desaladoras de España.

Desaladora	Capacidad (m <sup>3</sup> /día)	Consumo específico (KWh/m <sup>3</sup> )	Potencia requerida (MW)
Torre Vieja	240000	4,747	47,47
Águilas	210000	4,623	40,45
Valdentisco	137000	3,5-3,9	22,26
El Prat	200000	2,9	24,16

Las desalinizadoras suelen ser diseñadas y construidas con una potencia eléctrica instalada mayor que la demanda real de agua desalinizada en un momento dado. Este excedente de capacidad puede estar vinculado a la planificación y diseño de la planta, que a menudo se realiza considerando una ampliación futura estimada de la planta o el excedente eléctrico se debe a una medida de precaución para asegurar que la planta pueda seguir operando sin interrupciones en caso de picos de demanda o fluctuaciones en el suministro eléctrico externo.

Después de revisar estas cuatro desaladoras, se decide seleccionar una potencia neta de 50 MW para el estudio de los ciclos energéticos.

### 2.3. Suministro eléctrico.

En los últimos años el uso de plantas solares en desaladoras está ganando terreno, especialmente en regiones áridas con alta radiación. Sin embargo, debido a su intermitencia, variabilidad y las altas demandas energéticas de las plantas desaladoras, no pueden operar una desaladora por sí solas de manera continua. Se necesita el apoyo de otras fuentes convencionales para mantener una desaladora en funcionamiento constante.

Una opción para garantizar la demanda energética son los ciclos termodinámicos. Tres de los ciclos más comunes utilizados para la producción de energía son el ciclo Rankine, el ciclo Brayton y el ciclo combinado. En este trabajo se procederá a estudiarlos particularmente.

- **Ciclo Rankine:**

El ciclo Rankine implica la evaporación del agua a alta presión en una caldera para producir vapor. Este vapor se expande a través de una turbina, generando trabajo mecánico. Luego, el vapor se condensa de nuevo en agua en un condensador y finalmente, el agua condensada es bombeada de regreso a la caldera para repetir el ciclo. Este proceso continuo convierte el calor en trabajo mecánico y, finalmente, en energía eléctrica.

En el trabajo se decide estudiar un ciclo Rankine con recalentamiento el cual es una variante del ciclo Rankine convencional que se desarrolló con el fin de aprovechar al máximo el incremento de la eficiencia que se logra al operar a presiones más altas. En este ciclo mejorado, el vapor no se expande completamente en una sola etapa hasta la presión del condensador, como en el ciclo Rankine convencional.

En el ciclo con recalentamiento, después de expandirse parcialmente en la turbina de alta presión, el vapor se extrae y se recalienta a presión constante en el sistema de caldera sobrecalentado. Una vez recalentado, el vapor se devuelve a la turbina de baja presión para su expansión adicional hasta la presión de salida. Esto da lugar a un proceso más eficiente y optimizado.[12]

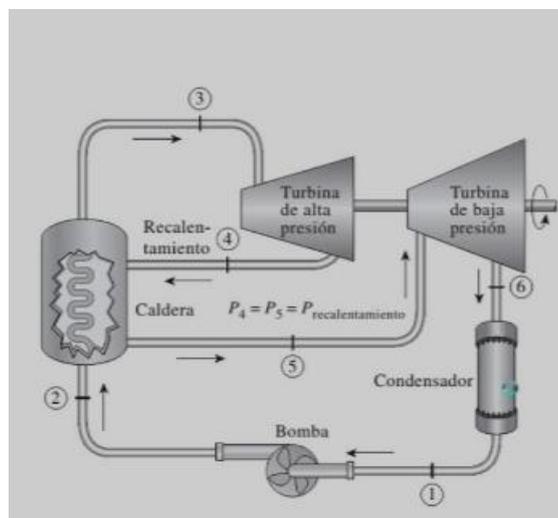


Ilustración 1. Ciclo Rankine con recalentamiento.

- **Ciclo Brayton:**

A grandes rasgos, el ciclo consiste en la compresión del aire a alta presión, seguido de la adición de calor mediante la combustión del combustible, lo que aumenta significativamente la temperatura del aire. Posteriormente, los gases calientes se expanden a través de una turbina,

generando trabajo, y finalmente, el calor residual es expulsado, completando así el ciclo y permitiendo que se repita continuamente para producir energía mecánica [13].

Si bien el ciclo Brayton básico es altamente eficiente en la conversión de energía térmica en trabajo mecánico, para mejorar aún más la eficiencia térmica y optimizar el rendimiento del ciclo, se ha desarrollado una variante conocida como ciclo Brayton regenerativo. Esta variación introduce un componente clave llamado regenerador, diseñado para recuperar y reutilizar el calor residual del ciclo.

El regenerador funciona como un intercambiador de calor que aprovecha el calor residual del gas de escape para precalentar el aire comprimido antes de que ingrese a la cámara de combustión. Esto se logra mediante la transferencia de calor desde el gas de escape de la turbina al aire a la salida del compresor. Como resultado, el aire comprimido se calienta significativamente antes de entrar en la cámara de combustión, lo que reduce la cantidad de calor adicional necesario para alcanzar la temperatura de combustión deseada [14].

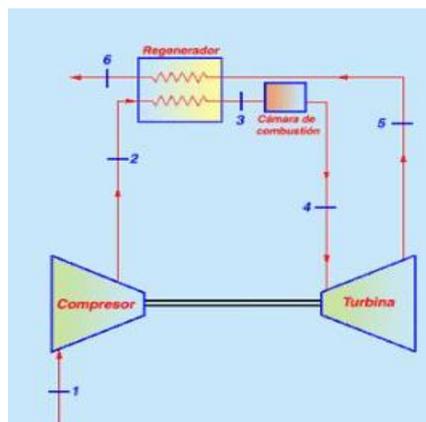


Ilustración 2. Ciclo Brayton con regeneración.

- **Ciclo combinado:**

Un ciclo combinado es la fusión de dos procesos termodinámicos: el ciclo Brayton y el ciclo Rankine.

La combinación de estos dos ciclos en un solo sistema, conocido como ciclo combinado, permite que los gases de escape del ciclo Brayton, en lugar de ser desechados, se usen para calentar agua y generar vapor en el ciclo Rankine, minimizando las pérdidas de energía y logrando eficiencias excepcionales en la generación de electricidad. Este enfoque integrado no solo mejora la eficiencia energética, sino que también reduce las emisiones de gases de efecto invernadero [15].

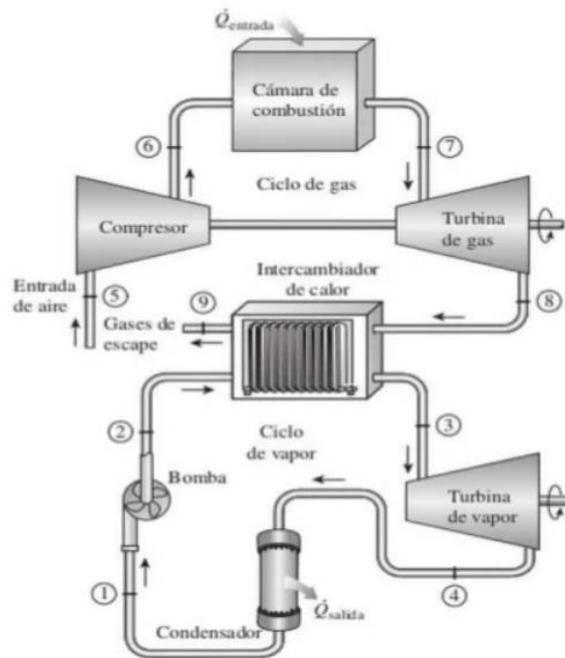


Ilustración 3. Ciclo combinado.

### 3. Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es analizar y comparar tres tipos de ciclos termodinámicos, con el fin de identificar sus diferencias y determinar cuál de ellos presenta ventajas significativas en términos de eficiencia y desempeño.

Para llevar a cabo este análisis, se realiza una introducción teórica al concepto de exergía y al análisis exergético, con el fin de proporcionar una base sólida para comprender ciclos termodinámicos desde una perspectiva termodinámica avanzada.

El análisis exergético, aunque menos común que el análisis energético tradicional, ofrece ventajas importantes. Entre estas ventajas se destaca la capacidad de identificar los elementos del sistema donde se producen las mayores pérdidas y destrucciones de exergía, es decir, la energía útil que se desaprovecha en el proceso.

Este enfoque permite una comprensión más profunda de la eficiencia de cada componente del ciclo, ya que no solo se enfoca en la cantidad de energía, sino también en la calidad de la misma. Esta perspectiva es esencial para mejorar los procesos y reducir las pérdidas y destrucciones, contribuyendo así a una operación más sostenible y económica.

Para garantizar una comparación justa y equitativa entre los tres ciclos termodinámicos seleccionados, se ha decidido establecer condiciones similares para todos ellos. Estas condiciones incluyen el rendimiento de los equipos y la potencia neta del ciclo, que se ha fijado en 50 MW, la cual, es una potencia típica de los tres ciclos seleccionados. Esta potencia ha sido elegida con el objetivo de simular la posible demanda energética de una planta desaladora.

Además del análisis comparativo general, el estudio se enfoca en identificar en qué equipos de cada ciclo se producen las mayores pérdidas y destrucción de exergía. Entender dónde y por qué ocurren estas pérdidas es crucial para proponer mejoras y optimizaciones.

## 4. Solución técnica.

### 4.1. Exergía

La exergía es una propiedad termodinámica que mide el potencial de trabajo útil que se puede obtener de una cantidad de energía mediante interacciones espontáneas entre un sistema y su entorno.

El entorno, también llamado ambiente, es el espacio que rodea al sistema y se encuentra en reposo, sin ninguna irreversibilidad. Se define como un sistema simple y comprensible, que se mantiene a presión, temperatura y composición constantes y uniformes

Un aspecto fundamental de la exergía es que depende del desequilibrio entre un sistema y su entorno, lo que significa que su valor está condicionado por las variables de al menos dos sistemas. Cuando un sistema alcanza el equilibrio físico y químico con su entorno, conocido como estado muerto, la exergía se consume por completo y no es posible extraer más trabajo útil. Las propiedades en el estado muerto se designan con el subíndice 0 [16].

A diferencia de la energía, que se conserva según la primera ley de la termodinámica, la exergía no se conserva debido a las irreversibilidades presentes en los procesos reales, como la fricción, la transferencia de calor con diferencias finitas de temperatura o la mezcla no controlada de sustancias. Mientras que la energía total en un sistema permanece constante, la exergía disminuye o se destruye a medida que las irreversibilidades generan entropía. Esto significa que, aunque la cantidad total de energía en un sistema no cambia, parte de esa energía se degrada en calidad, reduciendo su capacidad para generar trabajo eficiente, lo que convierte la exergía en un recurso limitado que debe gestionarse cuidadosamente en sistemas energéticos.

La exergía al no conservarse; cualquier proceso irreversible resulta en una pérdida de exergía. Esto se refleja en los balances de exergía, que son combinaciones de balances de energía y

entropía y que se pueden utilizar para formular la segunda ley de la termodinámica de una manera alternativa [17].

La exergía está formada por dos componentes: exergía física y exergía química.

$$ex = ex_f + ex_q$$

*Ecuación 2*

- La exergía física

Es el trabajo máximo que un sistema puede realizar cuando alcanza el equilibrio térmico y/o mecánico con el ambiente. Siempre que exista un desequilibrio térmico y/o mecánico entre el sistema y el ambiente, habrá una capacidad para generar trabajo útil. Esta capacidad se debe a un proceso en el cual el sistema restablece el equilibrio térmico y/o mecánico con el ambiente [18].

A la hora de calcular la exergía física es necesario diferenciar entre si se está estudiando en un sistema abierto o cerrado.

-En sistemas cerrados, la exergía interactúa con el entorno a través de transferencias de energía en forma de calor o trabajo.:

$$ex_f = A = (U - U_0) + P_0 \cdot (V - V_0) - T_0 \cdot (S - S_0)$$

*Ecuación 3*

-Para sistemas abiertos, se utiliza el concepto de exergía de flujo, asociado a corrientes materiales que atraviesan un volumen de control:

$$ex_f = B = A + (P - P_0) \cdot V = (H - H_0) - T_0 \cdot (S - S_0)$$

*Ecuación 4*

Donde:

-  $(P - P_0) \cdot V$  es la exergía del trabajo del flujo.

Además de las componentes más comunes, como la mecánica y térmica, la exergía física también incluye las componentes cinética y potencial, no obstante, son despreciable en el contexto de los ciclos termodinámicos.

- Exergía química:

La exergía química es una medida de la capacidad de un compuesto químico para realizar trabajo útil en un proceso termodinámico. Se refiere a la parte de la energía química contenida en un compuesto que puede ser convertida en trabajo útil bajo condiciones termodinámicas ideales.

La exergía química se da en procesos de reacciones químicas, mezclas de componentes y cambios de fase [18].

En un ciclo termodinámico el proceso de la combustión es donde más relevancia presenta la exergía química, en la cual a partir de aire y combustible se forma una mezcla de gases quemados, con comportamiento de gas ideal. En ese caso, se deberá tener en cuenta tanto la exergía de los gases producidos en la reacción de combustión, como la exergía correspondiente al combustible empleado en dicha cámara de combustión.

-Para combustibles gaseosos el cálculo de su exergía puede determinarse en base a la relación exergía/energía  $\varphi$ , propuesta por Szargut [19]:

$$\varphi = \frac{ex_{fuel}}{PCI}$$

*Ecuación 5*

La exergía química de los gases de combustión se origina debido a la diferencia en la composición entre estos gases y los gases atmosféricos. Con esta diferencia de composición viene asociada una diferencia de exergía permitiendo que los gases de combustión contengan una cantidad de energía aprovechable superior a la de los gases que normalmente se encuentran en la atmósfera.

Según el modelo de medioambiente de referencia considerado (MAR) a partir de la Ecuación 6 se puede calcular la diferencia de exergía entre los gases de combustión y las condiciones estándar del medio ambiente.

$$a_M^q = \sum_i y_i \cdot a_i^q + R \cdot T_0 \cdot \sum_i \phi_i \cdot y_i \cdot \ln y_i$$

*Ecuación 6*

Donde:

$y_i$ : Fracción molar del componente i.

$\phi_i$ : Coeficiente de fugacidad, puede suponerse =1 para mezclas ideales.

$a_i^q$ : Exergía química específica del componente i.

$a_M^q$ : Exergía química específica de la mezcla de gases de combustión.

#### 4.1.1. Análisis exerético.

El análisis exerético proporciona información complementaria al análisis energético, lo que permite realizar un estudio más completo.

El análisis energético se basa en el primer principio de la termodinámica, que establece que la energía se conserva. Por otro lado, el análisis exerético se fundamenta en el segundo principio de la termodinámica. El segundo principio establece que existen diferentes niveles de calidad en la energía. Según este principio, se puede distinguir entre energías de alta calidad y baja calidad, dependiendo de si son totalmente transformables en otra forma de energía o no [20].

Por ejemplo, el trabajo es una forma de energía de alta calidad, ya que puede transformarse completamente en calor. Por otro lado, el calor es una forma de energía de baja calidad, ya que solo puede transformarse parcialmente en trabajo. Por lo tanto, la capacidad de producir trabajo útil se utiliza como medida de la calidad de la energía, y a partir de esto se define el concepto de exerética.

El análisis exerético proporciona una visión detallada de cómo se está utilizando la energía en un sistema y ayuda a identificar áreas donde se están produciendo pérdidas innecesarias. Al cuantificar estas pérdidas, se puede determinar qué aspectos del sistema necesitan mejoras para aumentar la eficiencia energética.

Esta información es especialmente valiosa para la toma de decisiones en la optimización de recursos energéticos. Permite identificar oportunidades de mejora, como la implementación de tecnologías más eficientes, la reducción de pérdidas de calor o la optimización de procesos.

#### 4.1.2. Balance de exerética.

Un balance de exerética es simplemente la combinación de un balance de energía y de entropía, los cuales derivan del primer y segundo principio de la termodinámica. Puede utilizarse como una formulación alternativa de la segunda ley de la termodinámica.[21]

Para hacer el balance de sistemas abiertos hay que tener en cuenta la transferencia de exerética asociada a flujos de materia:

$$\frac{dA_{VC}}{dt} = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \left[W - P_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right] + m_1 \cdot b_1 - m_2 \cdot b_2 - T_0 \sigma$$

*Ecuación 7*

Donde:

- $\frac{dA_{VC}}{dt}$  : es la variación de exergía del sistema abierto.
- $Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$  : Es la transferencia de exergía asociada al calor.
- $- \left[ W - P_0 \left( \frac{dV_{VC}}{dt} \right) \right]$  : Es la transferencia de exergía asociada al trabajo.
- $\frac{dV_{VC}}{dt}$  : es la variación del volumen de control.
- $T_0 \sigma$  : Es la exergía destruida
- $m_1 \cdot b_1 - m_2 \cdot b_2$  : es la transferencia de exergía asociada a flujos de materia.

De manera general, los ciclos termodinámicos operan en régimen estacionario, esto permite simplificar la ecuación puesto que no hay variación de exergía del sistema abierto y del volumen de control, además las masas de entradas y salida son la misma:

$$m_1 \cdot (b_2 - b_1) = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - W - T_0 \sigma$$

*Ecuación 8*

- Transferencia de exergía asociada al calor:

La transferencia de exergía por calor ocurre cuando hay una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno. Si la temperatura del sistema es mayor que la del entorno ( $T > T_0$ ), la transferencia de calor será del sistema a entorno. Por el contrario, si la temperatura del sistema es menor ( $T < T_0$ ), la transferencia de calor será del entorno al sistema. En el caso de que las temperaturas sean iguales ( $T = T_0$ ), no hay transferencia de exergía debido al calor.

Es importante destacar que, en sistemas adiabáticos, donde no hay intercambio de calor con el entorno, la transferencia de exergía por calor es cero. Además, la generación de entropía, que ocurre durante la transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura finita, siempre conlleva la destrucción de exergía [22].

La T de la Ecuación 9 hace referencia a la temperatura de pared del equipo que intercambia calor con el exterior, puesto que la simulación no ofrece este dato se procede a desarrollar la fórmula a través de las leyes del primer y segundo principio de la termodinámica.

-Primer principio:  $Q - W = H_2 - H_1$

-Segundo principio:  $T = \frac{Q}{\Delta S}$

-Ecuación de la temperatura de pared:

$$T_{ext} = \frac{(H'_2 + H_1) + W}{(S_2 - S_1)}$$

*Ecuación 9*

Donde:

$H'_2$  es la entalpía de salida si el equipo trabajara de manera isoentrópica, pues en la simulación las pérdidas de calor están incluidas dentro de las pérdidas isoentrópicas.

- Transferencia de exergía asociada al trabajo:

La exergía también puede transferirse mediante trabajo. El trabajo de frontera, como el realizado por un dispositivo cilindro-émbolo, no puede transferirse al empujar el aire atmosférico durante la expansión y, por lo tanto, se considera no disponible para propósitos útiles. La exergía transferida por trabajo se expresa como el trabajo reversible del sistema menos el trabajo realizado por el sistema contra el ambiente, y está asociado a cualquier cambio de volumen [22].

- Transferencia de exergía por masa:

La masa es un vehículo para el transporte de exergía. La transferencia de exergía asociada a la masa se refiere al contenido exergético de la masa que entra y sale del sistema. Se deben considerar tanto la componente física como la química de la exergía en caso de cambios en la concentración o incorporación de nuevas especies [22].

En sistemas que no involucran flujo másico a través de sus fronteras, la transferencia de exergía por masa es cero.

- Destrucción de exergía:

La destrucción de exergía es un concepto fundamental en termodinámica que describe la pérdida irreversible de la capacidad de un sistema para realizar trabajo útil. Esta pérdida de exergía se produce debido a irreversibilidades en los procesos termodinámicos, como la fricción, la transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperatura, entre otros [23].

Al plantear el balance de exergía en los diferentes elementos de una instalación, podemos determinar la cantidad de exergía que se destruye en cada uno de ellos. Esto nos permite utilizar el análisis exergético para identificar y cuantificar las principales fuentes de destrucción de exergía que ocurren en un sistema. De esta manera, podemos obtener información valiosa sobre cómo mejorar la eficiencia energética y optimizar el rendimiento de la instalación.

Es importante destacar que la destrucción de exergía es una medida de la irreversibilidad de un proceso y está relacionada con el aumento de la entropía del sistema y su entorno.

El rendimiento exergético es una medida de la eficiencia de un sistema o proceso en términos de la cantidad de exergía útil que puede producir en relación con la cantidad de exergía consumida. Es una medida más completa que el rendimiento termodinámico convencional, ya que considera no solo la cantidad de energía que se convierte en trabajo útil, sino también la calidad de esa energía.

$$\varepsilon = \frac{\text{exergía obtenida}}{\text{exergía consumida}} = 1 - \frac{\text{destrucción y pérdidas de exergía}}{\text{exergía consumida}}$$

*Ecuación 10*

El rendimiento exergético es una herramienta útil para evaluar y comparar la eficiencia de diferentes sistemas energéticos y procesos, ya que tiene en cuenta tanto la cantidad como la calidad de la energía involucrada. Es especialmente importante en la optimización de sistemas energéticos para garantizar un uso eficiente de los recursos y minimizar las pérdidas de energía.

#### 4.2. Combustible.

En los ciclos estudiados el aporte de exergía viene dado por el combustible, por lo que es crucial definir qué combustible fósil se usara como sus características específicas.

El gas natural se ha convertido en un recurso energético clave para las centrales termoeléctricas debido a sus múltiples ventajas en comparación con otros combustibles fósiles.

1. **Amplia disponibilidad:** Se encuentra en grandes cantidades en la naturaleza y su acceso es relativamente fácil en comparación con otros combustibles fósiles.
2. **Menor impacto ambiental:** En comparación con otros combustibles fósiles como el carbón y el petróleo, el gas natural produce menos emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos cuando se quema, lo que lo hace una opción más limpia en términos ambientales.
3. **Eficiencia energética:** Es altamente eficiente en términos energéticos, ya que su combustión libera una gran cantidad de energía en relación con su peso.

4. **Facilidad de transporte y almacenamiento:** Puede ser transportado y almacenado de manera segura y eficiente a través de una red de gasoductos o en forma de gas natural licuado (GNL), lo que lo hace adaptable a diferentes necesidades y situaciones.

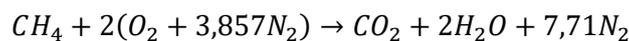
El gas natural es una mezcla de gases que está compuesta mayoritariamente por metano ( $CH_4$ ) [24].

Tabla 4. Componentes del gas natural.

Elemento	Composición (%)
Metano ( $CH_4$ )	90,5
Etano ( $CH_6$ )	5,4
Propano ( $C_3H_8$ )	0,6
Butano ( $C_4H_{10}$ )	0,2
Dioxido de carbono ( $CO_2$ )	2,4
Nitrogeno ( $N_2$ )	0,7
Componentes pesados	0,2

A la hora de realizar la combustión se simplificará tomando en cuenta que el gas natural este compuesto al 100% por metano.

Reacción de combustión estequiométrica del gas natural con el aire:



Ecuación 11

Para hallar la constante adimensional mostrada en la Ecuación 5 que relación la entalpia del combustible con la exergía, se usa la Ecuación 12 la cual depende del tipo de hidrocarburo.

$$\varphi = 1,033 + 0,0169 \cdot \frac{b}{a} - \frac{0,0698}{a}$$

Ecuación 12

Donde "a" corresponder al número de carbonos y "b" al número de hidrógenos, del metano.

Para el metano su  $\varphi = 1,0308$  y su poder calorífico inferior  $PCI = 50000 \text{ kJ/kg}$  [25].

Con lo cual la exergía del combustible es:

$$ex_{fuel} = \varphi * PCI = 51540KJ/KG.$$

### 4.3. Simulación del ciclo.

Para llevar a cabo la simulación, la selección adecuada de parámetros es fundamental para garantizar la precisión y la relevancia de los resultados obtenidos. Al llevar a cabo una simulación, es crucial basar los parámetros elegidos en rangos de funcionamiento típicos de los equipos que se están modelando.

Los parámetros de operación de partida y otros datos característicos de la instalación, se han tomado considerando las condiciones habituales de funcionamiento en centrales de ciclo combinado, tomando como referencia la configuración (Tablas I) [26] ajustándola a nuestra demanda energética para los parámetros del ciclo Brayton y los valores del catálogo [27] para el ciclo Rankine.

El ciclo se ha simulado con el programa cyclepad, ha sido elegido por proporcionar una visualización clara del ciclo y posee una interface sencilla lo que permite ajustar fácilmente los parámetros del ciclo para ver cómo afectan los resultados, además de proporcionar los datos requeridos para el estudio.

#### **Consideraciones:**

En el análisis exergético del ciclo se realizará tomando en cuenta las siguientes hipótesis y simplificaciones:

- Las centrales operan en régimen estacionario.
- La presión y temperatura ambiente son 1 bar y 298K.
- El combustible entra a la misma temperatura y presión que las condiciones ambientales.
- Las pérdidas de presión se consideran despreciables, excepto en turbinas, bombas y compresores.
- Las componentes cinética y potencial de la energía y la exergía se consideran despreciables.
- EL aire es compuesto por un 21% de oxígeno y un 79% de nitrógeno.
- En los ciclos Brayton con regeneración y combinado se considera que los gases de combustión a la salida de la caldera tienen las mismas características físico-químicas que el aire. [Anexo 7.3.]

### 4.3.1. Ciclo Rankine con recalentamiento.

Se puede observar la simulación del ciclo Rankine con recalentamiento en la Ilustración 4.



Ilustración 4, Ciclo Rankine con recalentamiento.

Tabla 5. Condiciones de operación ciclo Rankine con recalentamiento.

Condiciones de operación	Valores
Flujo másico de vapor	39 kg/s
Presión del condensador	0,03 bar
Presión entrada turbina de alta presión	80 bar
Presión entrada turbina de baja presión	5 bar
Temperatura vapor entrada turbina de alta presión	693 K
Temperatura de vapor entrada turbina de baja presión	620 K

Tabla 6. Ciclo Rankine con recalentamiento: rendimiento de equipos.

Equipo	Rendimiento isoentrópico
Bomba	80%
Caldera	85%
Turbina de alta presión	85%
Turbina de baja presión	85%

A la hora de simular el ciclo se ha tenido que añadir elementos como el recalentador que forma parte de la caldera por lo que tiene el mismo rendimiento, además de enfriadores para introducir las pérdidas de calor dadas en la Caldera por lo que la 2 y 5 en la práctica no existen.

### 6.3.2. Ciclo Brayton con regeneración.

En la Ilustración 5 se puede observar la simulación del ciclo Brayton con regeneración.

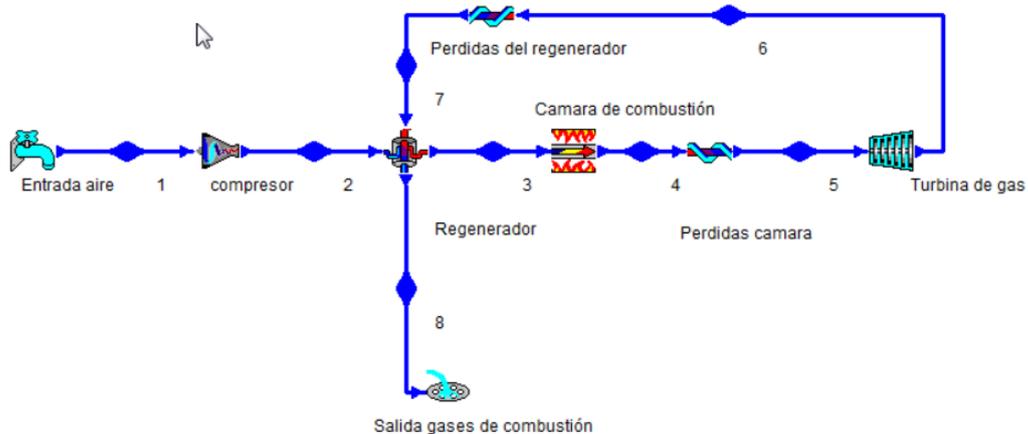


Ilustración 5. Ciclo Brayton con regeneración.

Se considera un ciclo abierto pues el aire al pasar por la cámara de combustión se combina con el gas natural dando como resultado gases de combustión los cuales no se pueden recircular directamente.

Tabla 7. Condiciones de operación ciclo Brayton con regeneración.

Condiciones de operación	Valores
Flujo másico de aire	157 Kg/s
Relación de compresión	10
Temperatura aire entrada al compresor	298°K
Presión aire a compresor	1 bar
Temperatura aire entrada a la cámara de combustión	819,1°K
Temperatura aire entrada a la turbina de gas	1573°K

Tabla 8. Ciclo Brayton con regeneración: rendimiento de equipos.

Equipo	Rendimiento isoentrópico
Compresor	85%
Regenerador	80%
Cámara de combustión	90%
Turbina de gas	85%

Se introducen enfriadores para simular el rendimiento de la caldera y el regenerador, por lo que las corrientes 4 y 7 no existen en la práctica.

#### 4.3.3. Ciclo combinado

Se puede observar la simulación del ciclo combinado en la Ilustración 6:

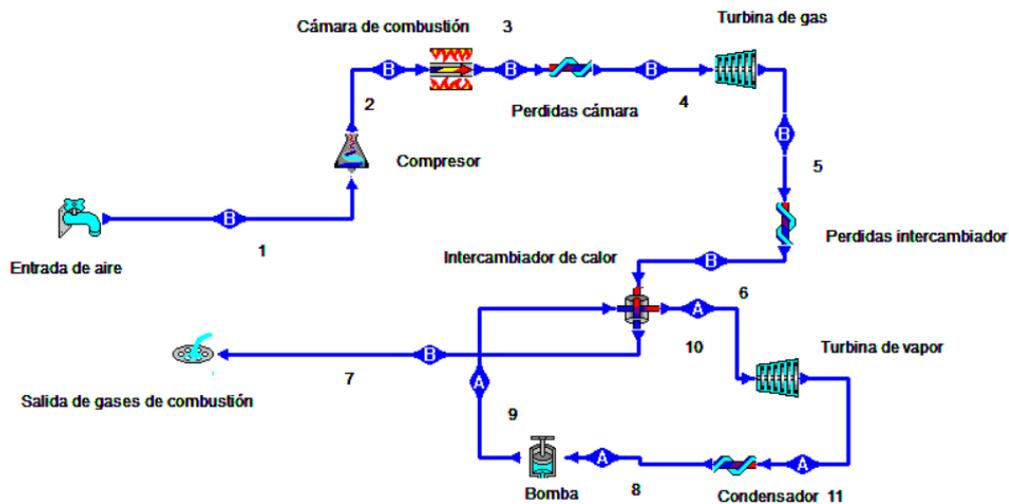


Ilustración 6. Ciclo combinado.

Tabla 9. Condiciones de operación ciclo Combinado.

Condiciones de operación	Valores
Flujo masico de aire	110 kg/s
Relación de compresión	10
Temperatura del aire- entrada al compresor	298°K

Presión del aire- entrada al compresor	1.01 bar
Temperatura aire- entrada a la turbina de gas	1573°K
Flujo másico de vapor	13,5kg/s
Presion del vapor- entrada turbina de vapor	80 bar
Presión del condensador	0.1 bar
Temperatura del vapor- entrada a la turbina de vapor	790°K

Tabla 10. Ciclo Combinad: rendimiento de equipos.

Equipo	Rendimiento isoentrópico
Compresor	85%
Bomba	80%
Turbina de gas	85%
Turbina de vapor	85%
Cámara de combustión	90%
Caldera de recuperación de calor	80%

Debido a que el programa no permitía introducir las pérdidas de energía producidas por las pérdidas de calor en la caldera e intercambiador de calor este error se ha solventado introduciendo un enfriador a la salida de la caldera y entrada al intercambiador de calor para así tener presentes las pérdidas.

## 4.4. CÁLCULOS

### 4.4.1. Cálculo ciclo Rankine con recalentamiento.

Una vez simulado el ciclo el programa nos ofrece los datos de cada una de las corrientes, teniendo:

Tabla 11. Corrientes del ciclo Rankine con recalentamiento.

Punto	Elemento	Presión (bar)	Temperatura (°K)	Entalpía (kW)	Entropía (kW/°K)
1	Agua	80	297,9	4383	14,26
2	Vapor	80	913,4	147653	281,6
3	Vapor	80	693	126111	254,5
4	Vapor (sat. x=0,968)	5	425	105801	262,9
5	Vapor	5	660,6	128191	306,3
6	Vapor	5	620	124853	301,1
7	Vapor (sat. x=0,939)	0,03	297,2	94647	319
8	Líquido (sat. x= 0)	0,03	297,2	3986	13,99

- Bomba:

La bomba se considera adiabática y con un rendimiento isoentrópico del 80%.

Trabajo consumido:

$$W_{Bomba} = H_1 - H_8 = 0,397MW$$

Diferencia de exergía 1-8:

$$B_1 - B_8 = (H_1 - H_8) - T_0 \cdot (S_1 - S_8) = 0,316MW$$

Exergía destruida:

$$T_0\sigma = W_{Bomba} - (B_1 - B_8) = 0,080MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{Bomb} = \frac{B_1 - B_8}{W_{Bomba}} = 79,73\%$$

- Caldera:

A la hora de simular el ciclo se ha tenido que añadir un segundo elemento, el cual es un enfriador, ha sido utilizado para tener en cuenta las pérdidas de calor de un 15%, ya que el rendimiento de la caldera es del 85%.

Calor aportado:

$$Q_{CAL} = H_2 - H_1 = 143,270 \text{ MW}$$

Caudal másico de gas natural utilizado:

$$Kg_{Gas} = \frac{Q_G}{PCI} = 2,8654 \text{ Kg/s de gas natural.}$$

Exergía aportada por el gas natural:

$$ex_{fuel} = \varphi * PCI * Kg_{Gas} = 147,683 \text{ MW}$$

Diferencia de exergía 3-1:

$$B_3 - B_1 = (H_3 - H_1) - T_0 \cdot (S_3 - S_1) = -50,136 \text{ MW}$$

El calor perdido en la simulación es producido por el enfriador a la salida de la caldera siendo:

$$Q_{P,CAL} = H_3 - H_2 = -21,542 \text{ MW}$$

Temperatura calculada caldera:

$$T_{EXT,CAL} = \frac{(H_3 - H_1)}{(S_3 - S_1)} = 506,69^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada a las pérdidas de calor:

$$\Delta a(Q_{P,CAL}) = Q_{P,CAL} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,CAL}}\right) = -21542 \cdot \left(1 - \frac{298}{794,9}\right) = -8,872 \text{ MW}$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = Q_{P,CAL} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,CAL}}\right) - (B_1 - B_3) + ex_{fuel} = 88,673 \text{ MW}$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{CAL} = \frac{(B_3 - B_1)}{ex_{fuel}} = 33,95\%$$

- Turbina de alta presión:

La turbina de alta presión cuenta con un rendimiento isoentrópico del 85%, además de unas pérdidas de calor producidas por la diferencia de temperatura entre el ambiente y la superficie de la turbina, del 5%.

Trabajo producido:

$$W_{TAP} = (H_3 - H_4) = 20,310MW$$

Diferencia de exergía 4-3:

$$B_4 - B_3 = (H_4 - H_3) - T_0 \cdot (S_4 - S_3) = -22,813MW$$

Diferencia de entalpia en condiciones ideales:

$$H'_4 - H_3 = \frac{-W_{TAP}}{0,85} = -23,894MW$$

Calor perdido:

$$Q_{P,TAP} = 0,05 \cdot (H'_4 - H_3) = -1,195 MW$$

Temperatura calculada:

$$T_{EXT,TAP} = \frac{H'_4 - H_3 + W_{TAP}}{S_3 - S_4} = 426,68^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,TAP}) = Q_{P,TAP} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,TAP}}\right) = -0,36 MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = -W_{TAP} + Q_{TAP} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{TAP}}\right) - (B_4 - B_3) = 2,143MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{TAP} = \frac{W_{TAP}}{B_3 - B_4} = 89,03\%$$

- Recalentador:

El recalentador, aunque pertenece a la caldera se estudia como un elemento independiente, pero con las mismas características de la caldera, teniendo un enfriador que ha sido utilizado para tener en cuenta las pérdidas de calor de un 15%, ya que el rendimiento es del 85%.

Calor aportado:

$$Q_{REC} = H_5 - H_4 = 22,390 MW$$

Caudal másico de gas natural utilizado:

$$Kg_{Gas} = \frac{Q_{REC}}{PCI} = 0,448 Kg/s$$

Exergía aportada por el gas natural:

$$ex_{fuel} = \varphi * PCI * Kg_{Gas} = 23,079MW$$

Diferencia de exergía 3-1:

$$B_6 - B_4 = (H_6 - H_4) - T_0 \cdot (S_6 - S_4) = 7,668MW$$

El calor perdido en la simulación es producido por el enfriador a la salida del recalentador siendo:

$$Q_{P,REC} = H_6 - H_5 = -3,338 MW$$

Temperatura calculada caldera:

$$T_{EXT,REC} = \frac{(H_6 - H_4)}{(S_6 - S_4)} = 498,74^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada a las pérdidas de calor:

$$\Delta a(Q_{P,REC}) = Q_{P,REC} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,REC}}\right) = -1,343MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = Q_{P,REC} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,REC}}\right) - (B_6 - B_4) + ex_{fuel} = 14,067MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{REC} = \frac{(B_3 - B_1)}{ex_{fuel}} = 33,26\%$$

- Turbina de baja presión:

La turbina de baja presión al igual que la de alta, cuenta con un rendimiento isoentrópico del 85%, además de unas pérdidas de calor producidas por la diferencia de temperatura entre el ambiente y la superficie, del 5%.

Trabajo producido:

$$W_{TBP} = (H_6 - H_7) = 30,206MW$$

Diferencia de exergía 7-6:

$$B_7 - B_6 = (H_7 - H_6) - T_0 \cdot (S_7 - S_6) = -35,540MW$$

Diferencia de entalpia en condiciones ideales:

$$H'_7 - H_6 = \frac{-W_{TAP}}{0,85} = -35,536MW$$

Calor perdido:

$$Q_{P,TBP} = 0,05 \cdot (H'_7 - H_6) = -1,776MW$$

Temperatura calculada:

$$T_{EXT,TBP} = \frac{H'_7 - H_6 + W_{TBP}}{S_6 - S_7} = 298,21^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,TBP}) = Q_{P,TBP} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,TBP}}\right) = -1,25KW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = -W_{TBP} + Q_{TBP} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{TAP}}\right) - (B_7 - B_6) = 5,333 MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{W_{TBP}}{B_6 - B_7} = 84,99\%$$

- Condensador:

Se ha considerado que la temperatura de la pared del condensador es similar a la del ambiente, por lo que no ocurre transferencia de calor al exterior. Además, el refrigerante más utilizado es una corriente externa de agua, cuyo estudio no es de interés en este caso.

Calor cedido del vapor:

$$Q_{ced} = H_7 - H_8 = 90,661MW$$

Exergía cedida por el vapor:

$$B_7 - B_8 = (H_7 - H_8) - T_0 \cdot (S_7 - S_8) = -0,232MW$$

- Ciclo Rankine con recalentamiento:

Trabajo neto:

$$W_{CRank. Rec.} = W_{TAP} + W_{TBP} - W_{Bomb} = 50,119MW$$

Rendimiento energético:

$$\eta_{CRank.Rec} = \frac{W_{TAP} + W_{TBP} - W_{Bomb}}{Q_{CAL}} = 30,25\%$$

Rendimiento exergetico:

$$\varepsilon_{CRank.Rec} = \frac{W_{TAP} + W_{TBP} - W_{Bomb}}{ex_{fuel}} = 29,35\%$$

#### 4.4.2. Cálculo ciclo Brayton con regeneración.

Una vez simulado el ciclo el programa nos ofrece los datos de cada una de las corrientes, teniendo:

Tabla 12. Corrientes del ciclo Brayton con regeneración.

Punto	Elemento	Presión (bar)	Temperatura (°K)	Entalpía (KW)	Entropía (KW/°K)
1	Air	1,01	298	46946	378,8
2	Aire	10,1	624,3	98348	391,7
3	Aire	10,1	819,1	129033	434,5
4	Gases comb.	10,1	1673	263633	547
5	Gases comb.	10,1	1573	247804	537,3
6	Gases comb.	1,01	928,5	146268	557,9
7	Gase comb.	1,01	879,8	138597	549,4
8	Gases comb.	1,01	685	107912	510

- Compresor:

El compresor se ha asumido un rendimiento isoentrópico del 85% entre las cuales el 3,5% son térmicas debida a la diferencia de temperatura del compresor con el ambiente.

Trabajo consumido:

$$W_{COMP} = H_2 - H_1 = 51,402MW$$

Diferencia de exergía 2-1:

$$B_2 - B_1 = (H_2 - H_1) - T_0 \cdot (S_2 - S_1) = 47,558MW$$

Diferencia de entalpia en condiciones ideales:

$$H'_2 - H_1 = W_{COMP} \cdot 0,85 = 43,691MW$$

Calor perdido compresor:

$$Q_{P,COMP} = 0,035 \cdot -(W_{COMP}) = -1,799MW$$

Temperatura exterior compresor:

$$T_{EXT,COMP} = \frac{H'_2 - H_1 - W_{COMP}}{S_1 - S_2} = 597,7^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,COMP}) = Q_{P,COMP} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,COMP}}\right) = -0,902MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = W_C + Q_{P,COMP} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,COMP}}\right) - (B_2 - B_1) = 2,045MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_C = \frac{B_2 - B_1}{W_{COMP}} = 92,52\%$$

- Cámara de combustión:

Para tener presentes las pérdidas de la cámara de combustión se ha añadido un enfriador para conseguir el rendimiento isoentrópico de la cámara de combustión que es del 90%, por otro lado, en este tipo de cámara de combustión después de la combustión el aire sale junto con los gases de combustión hacia la turbina.

Calor aportado:

$$Q_{CC} = H_4 - H_3 = 134,600 MW$$

Caudal másico de gas natural utilizado:

$$Kg_{Gas} = \frac{Q_G}{PCI} = 2,692 Kg/s$$

Exergía aportada por el gas natural:

$$ex_{fuel} = \varphi * PCI * Kg_{Gas} = 138,746MW$$

Diferencia de exergía 5-3:

$$B_5 - B_3 = (H_5 - H_3) - T_0 \cdot (S_5 - S_3) + ex_q = 90,398 MW$$

-Donde:

$ex_q = 2,261 MW$  es la correspondiente a la diferencia de composición de ambas corrientes, calculada en el anexo 7.3.1.

El calor perdido en la simulación es producido por el enfriador a la salida de la caldera siendo:

$$Q_{P,CC} = H_5 - H_4 = -15,829 MW$$

Temperatura exterior cámara de combustión:

$$T_{EXT,CC} = \frac{H_5 - H_3}{S_5 - S_3} = 1155,35^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,CC}) = Q_{P,CC} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,CC}}\right) = -11,746 MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = Q_{P,CC} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,CC}}\right) - (B_5 - B_3) + ex_{fuel} = 36,602 MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{CC} = \frac{B_5 - B_3}{ex_{fuel}} = 65,15\%$$

- Turbina de gas

La turbina de gas cuenta con un rendimiento isoentropico del 85%, además de unas pérdidas de calor producidas por la diferencia de temperatura entre el ambiente y la superficie de la turbina del 7%.

Trabajo producido:

$$W_{TG} = (H_5 - H_6) = 101,536 MW$$

Diferencia de exergía 6-5:

$$B_6 - B_5 = (H_6 - H_5) - T_0 \cdot (S_6 - S_5) = -107,674 MW$$

Diferencia de entalpia en condiciones ideales:

$$H'_6 - H_5 = \frac{-W_{TAP}}{0,85} = -119,454 MW$$

Calor perdido:

$$Q_{P,TAP} = 0,07 \cdot (H'_6 - H_5) = -8,362 MW$$

Temperatura calculada:

$$T_{EXT,TG} = \frac{H'_6 - H_5 + W_{TG}}{S_5 - S_6} = 869,8^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,TG}) = Q_{P,TG} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,TG}}\right) = -5,497 MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = -W_{TG} + Q_{TG} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{TG}}\right) - (B_6 - B_5) = 0,642 MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{TG} = \frac{W_{TG}}{B_5 - B_6} = 94,3\%$$

- Intercambiador de calor:

Se tiene un regenerador de calor con una efectividad del 80%. Además, se tiene en cuenta que es adiabático.

Calor cedido del gas de combustión:

$$Q_{ced} = H_6 - H_8 = 38,356 MW$$

Calor absorbido por el aire:

$$Q_{abs} = H_3 - H_2 = 30,685 MW$$

Exergía cedida por el gas:

$$B_6 - B_8 = (H_6 - H_8) - T_0 \cdot (S_6 - S_8) = 24,081 MW$$

Exergía absorbida por el aire:

$$B_3 - B_2 = (H_3 - H_2) - T_0 \cdot (S_3 - S_2) = 17,931 MW$$

Exergía destruida:

$$T_0\sigma = (B_6 - B_8) - (B_3 - B_2) = 6,151MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{IC} = \frac{B_3 - B_2}{B_6 - B_8} = 74,46\%$$

- Ciclo Brayton con regeneración:

Trabajo neto:

$$W_{C\ BRAY.REG} = W_{TG} - W_{COMP} = 50,134MW$$

Rendimiento energético:

$$\eta_{C\ BRAY.REG} = \frac{W_{TV} - W_{COMP}}{Q_{CC}} = 37,25\%$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{C\ BRAY.REG} = \frac{W_{TV} - W_{Bomb}}{ex_{fuel}} = 36,13\%$$

#### 4.4.3. Cálculo ciclo combinado.

Una vez simulado el ciclo el programa nos ofrece los datos de cada una de las corrientes, teniendo:

Tabla 13. Corrientes del ciclo combinado.

Punto	Elemento	Presión (bar)	Temperatura (°K)	Entalpía (KW)	Entropía (KW/°K)
1	Aire	1,01	298	32892	265,4
2	Aire	10,1	624,3	68907	274,4
3	Gases comb.	10,1	1678	185257	383,6
4	Gases comb.	10,1	1573	173621	376,4
5	Gases comb.	1,01	928,5	102481	390,9
6	Gases comb.	1,01	828,8	91481	378,3
7	Gases comb.	1,01	430	47461	305,9
8	Agua (Sat. x=0)	0,1	319	2591	8,77
9	Agua	80,14	319,8	2729	8,86
10	Vapor	80,14	799,3	46748	91,87
11	Vapor(Sat.x=0,9)	0,1	319	31748	100,2

A continuación, se analizará cada elemento, tanto el trabajo realizado, calor aportado y rendimiento exergético.

- Compresor:

Para el compresor se ha asumido además de un rendimiento isoentrópico del 85% una pérdida de calor del 3,5%, esta pérdida es debida a la diferencia de temperatura del compresor con el ambiente.

Trabajo consumido:

$$W_{COMP} = H_2 - H_1 = 36,504MW$$

Diferencia de exergía 2-1:

$$B_2 - B_1 = (H_2 - H_1) - T_0 \cdot (S_2 - S_1) = 33,333MW$$

Diferencia de entalpia en condiciones ideales:

$$H'_2 - H_1 = W_{COMP} \cdot 0,85 = 30,612MW$$

Calor perdido:

$$Q_{P,COMP} = 0,035 \cdot (-W_{COMP}) = -1,26MW$$

Temperatura exterior:

$$T_{EXT,COMP} = \frac{H'_2 - H_1 - W_c}{S_1 - S_2} = 600^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,COMP}) = Q_{P,COMP} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,COMP}}\right) = -0,634MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = W_c + Q_{P,COMP} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,COMP}}\right) - (B_2 - B_1) = 2,047MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_c = \frac{B_2 - B_1}{W_c} = 92,55$$

- Cámara de combustión:

En la simulación de la cámara de combustión se ha tenido que añadir un segundo elemento, el cual es un enfriador, ha sido utilizado para tener en cuenta las pérdidas de calor de un 10% , ya que el rendimiento de la cámara de combustión es del 90%, debido a la diferencia de temperatura entre la caldera y el ambiente, por otro lado, en este tipo de cámara de combustión después de la combustión el aire sale junto con los gases de combustión hacia la turbina, por lo que no existe perdida de calor por la expulsión de "humo".

Calor aportado:

$$Q_{CC} = H_3 - H_2 = 116350$$

Caudal másico de gas natural utilizado:

$$Kg_{Gas} = \frac{Q_{CC}}{PCI} == 2,327 \text{ Kg/s de gas natural}$$

Exergía aportada por el gas natural:

$$ex_{fuel} = \varphi * PCI * Kg_{Gas} = 119,933 \text{ MW}$$

Diferencia de exergía 4-2:

$$B_4 - B_2 = (H_4 - H_2) - T_0 \cdot (S_4 - S_2) + ex_q = 76,402 \text{ MW}$$

-Donde:

$ex_q = 2,084 \text{ MW}$  es la correspondiente a la diferencia de composición de ambas corrientes, calculada en el anexo 7.3.2.

Calor perdido:

$$Q_{P,CC} = H_4 - H_3 = -11,636 \text{ MW}$$

Temperatura exterior:

$$T_{EXT,CC} = \frac{H_4 - H_2}{S_4 - S_2} = 1026,61 \text{ K}$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,CC}) = Q_{P,CC} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,CC}}\right) = -8,258 \text{ MW}$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = Q_G * \left(1 - \frac{T_0}{T_C}\right) + ex_{fuel} - (B_4 - B_2) = 35273 \text{ MW}$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{CC} = \frac{B_4 - B_2}{ex_f} = 63,7\%$$

- Turbina de gas:

La turbina de gas cuenta con un rendimiento isoentrópico del 85%, y unas pérdidas de calor producidas por la diferencia de temperatura entre el ambiente, del 7%.

Trabajo producido:

$$W_{TG} = (H_4 - H_5) = 71,1140MW$$

Diferencia de exergía 5-4:

$$B_5 - B_4 = (H_5 - H_4) - T_0 \cdot (S_5 - S_4) = -75,461MW$$

Diferencia de entalpia en condiciones ideales:

$$H'_5 - H_4 = \frac{-W_{TAP}}{0,85} = -83,694MW$$

Calor perdido:

$$Q_{P,TG} = 0,07 \cdot (H'_5 - H_4) = -5,859 MW$$

Temperatura exterior:

$$T_{EXT,TG} = \frac{H'_5 - H_4 + W_{TG}}{S_4 - S_5} = 865,8^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,TG}) = Q_{P,TG} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{EXT,TG}}\right) = -3,842 MW$$

Exergía destruida:

$$T_0 \sigma = -W_{TG} + Q_{TG} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{TG}}\right) - (B_5 - B_4) = 0,479MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{TG} = \frac{W_{TG}}{B_4 - B_5} = 94,27\%$$

- Intercambiador de calor:

Se tiene un intercambiador, también conocido como caldera de recuperación de calor o HRSG con una efectividad del 80%. Para poder calcular en el programa esta pérdida de calor se ha tenido que introducir en la simulación un enfriador que retira un caudal de calor del aire caliente de  $-11MW = Q_{P,IC}$ , ya que el intercambiador programado opera con un rendimiento del 100%.

Calor cedido del gas de combustión:

$$Q_{ced} = H_5 - H_7 = 55,020MW$$

Calor absorbido por el agua:

$$Q_{abs} = H_{10} - H_9 = 44,019 MW$$

Exergía cedida por el gas:

$$B_5 - B_7 = (H_5 - H_7) - T_0 \cdot (S_5 - S_7) = 29690MW$$

Exergía absorbida por el agua:

$$B_{10} - B_9 = (H_{10} - H_9) - T_0 \cdot (S_{10} - S_9) = 19,282 MW$$

Exergía destruida:

$$T_0\sigma = +(B_5 - B_7) - (B_{10} - B_9) = 10,408MW$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{IC} = \frac{B_{10} - B_9}{B_5 - B_7} = 64,944\%$$

- Turbina de vapor:

La turbina de vapor al igual que la de gas cuenta con un rendimiento isoentrópico del 85%, esta turbina también cuenta con unas pérdidas de calor por la diferencia de temperatura entre el ambiente y la turbina de vapor que suponen un 5% respecto a la entalpía consumida.

Trabajo producido:

$$W_{TV} = (H_{10} - H_{11}) = 15,000MW$$

Diferencia de exergía I-10:

$$B_{11} - B_{10} = (H_{11} - H_{10}) - T_0 \cdot (S_{11} - S_{10}) = -17,482MW$$

Diferencia de entalpía en condiciones ideales:

$$H'_{11} - H_{10} = \frac{-W_{TAP}}{0,85} = -17,647MW$$

Calor perdido:

$$Q_{P,TV} = 0,05 \cdot \left( \frac{-W_{TV}}{0,85} \right) = -0,882 MW$$

Temperatura exterior:

$$T_{EXT,TV} = \frac{H_{11}' - H_{10} + W_{TG}}{S_{10} - S_{11}} = 317,77^\circ K$$

Transferencia de exergía asociada al calor:

$$\Delta a(Q_{P,TV}) = Q_{P,TV} * \left( 1 - \frac{T_0}{T_{EXT,TV}} \right) = -0,055 MW$$

$$\text{Exergía destruida: } T_0 \sigma = -W_{TV} + Q_{TV} * \left( 1 - \frac{T_0}{T_{TV}} \right) - (B_{11} - B_{10}) = 2427MW$$

$$\text{Rendimiento exergético: } \varepsilon_{TV} = \frac{W_{TV}}{B_{10} - B_{11}} = 85,80\%$$

- Condensador:

Se ha considerado que la temperatura de la pared del condensador es similar a la del ambiente, por lo que no ocurre transferencia de calor al exterior. Además, el refrigerante más utilizado es una corriente externa de agua, cuyo estudio no es de interés en este caso.

$$\text{Calor cedido del vapor: } Q_{ced} = H_{11} - H_8 = 29,157MW$$

$$\text{Exergía cedida por el vapor: } B_{11} - B_8 = (H_{11} - H_8) - T_0 \cdot (S_{11} - S_8) = 1,910MW$$

- Bomba:

Se considera la bomba adiabática y con un rendimiento isoentrópico del 80%

$$\text{Trabajo consumido: } W_b = H_9 - H_8 = 0,138MW$$

$$\text{Diferencia de exergía 9-8: } B_9 - B_8 = (H_9 - H_8) - T_0 \cdot (S_9 - S_8) = 0,111MW$$

$$\text{Exergía destruida: } T_0 \sigma = W_B - (B_9 - B_8) = 0,027MW$$

$$\text{Rendimiento exergético: } \varepsilon_b = \frac{B_9 - B_8}{W_B} = 80,56\%$$

Se analizará también los dos ciclos (Brayton y Rankine) por separados y unidos para poder compararlos.

- Ciclo Brayton:

Trabajo neto:

$$W_{C\ BRAY.} = W_{TG} - W_{COMP} = 35,125MW$$

Rendimiento energético:

$$\eta_{C\ BRAY.} = \frac{W_{TV} - W_{COMP}}{Q_{CC}} = 30,19\%$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{C\ BRAY.} = \frac{W_{TV} - W_{COMP}}{ex_{fuel}} = 29,29\%$$

- Ciclo Rankine:

Trabajo neto:

$$W_{CRank.} = W_{TV} - W_{Bomb} = 14,862\text{MW}$$

Rendimiento energético:

$$\eta_{CRank.} = \frac{W_{TV} - W_{Bomb}}{Q_{abs}} = 33,76\%$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{CRank.} = \frac{W_{TV} - W_{Bomb}}{B_{10} - B_9} = 77,08\%$$

- Ciclo Combinado:

Trabajo neto:

$$W_{CCOMB} = W_{TG} + W_{TV} - W_{Bomb} = 49,987\text{MW}$$

Rendimiento energético:

$$\eta_{CCOM} = \frac{W_{TG} + W_{TV} - W_b - W_C}{Q_{CC}} = 42,96\%$$

Rendimiento exergético:

$$\varepsilon_{CCOMB} = \frac{W_{TG} + W_{TV} - W_b - W_C}{ex_{fuel}} = 41,68\%$$

#### 4.5. Análisis de la eficiencia exergetica.

El objetivo en este punto es hacer un análisis del comportamiento exergetico tanto de los equipos como del ciclo, teniendo en cuenta la destrucción de exergía, la transferencia de calor asociada a la exergía y del rendimiento exergetico, además se compararán los diferentes ciclos para, poder observar sus diferencias.

Es interesante analizar la transmisión de exergía asociada al calor y la destrucción de exergía porque nos permite entender mejor la eficiencia de los procesos energéticos.

En la mayoría de los equipos la transmisión de exergía está asociada al calor y se dirige hacia el ambiente, significa que parte de la energía disponible en un sistema se está disipando en forma de calor hacia el ambiente sin realizar trabajo útil.

En la cámara de combustión y caldera la transmisión de exergía asociada al calor, dada por la combustión, es un proceso en el que parte de la energía química contenida en el combustible se convierte en calor, y parte de este calor se transmite al agua o aire para producir la corriente de trabajo que luego se usara en la turbina. La cantidad de exergía asociada en la caldera y cámara de combustión por la combustión depende de varios factores, como el tipo de combustible utilizado, la eficiencia del equipo y la temperatura de operación.

Es importante analizar esta transmisión de exergía para garantizar que se esté utilizando de manera eficiente la energía liberada durante la combustión.

Por otro lado, la destrucción de exergía nos permite identificar las pérdidas irreversibles de exergía que ocurren durante un proceso. Cuanto mayor sea la destrucción de exergía, menor será la eficiencia del proceso.

Al analizar los equipos, no se ha incluido el condensador, ya que no proporciona información significativa para el estudio energético o exergetico del ciclo. Además, su análisis depende del tipo de fluido refrigerante y requeriría una simulación específica para este equipo.

En resumen, al analizar la transmisión de exergía asociada al calor hacia el ambiente y la destrucción de exergía, podemos identificar localmente las pérdidas de energía final y trabajar para minimizarlas, lo que puede mejorar la eficiencia y la sostenibilidad de los sistemas energéticos.

A continuación, se exponen los datos de todos los equipos y ciclos y, posteriormente, son explicados en conjunto, comparándose unos con otros.

- Ciclo Rankine con recalentamiento:

La pérdida de exergía asociada al calor y la exergía destruida en cada equipo del ciclo Rankine con recalentamiento, determinada a partir de los balances de exergía, se presenta en la Tabla 13.

Tabla 13. Pérdidas de exergía asociada al calor y exergía destruida del ciclo Rankine con recalentamiento.

Equipo	Perdidas de exergía asociada al calor (MW)	Exergía destruida (MW)
Bomba	-	0,08
Caldera	8,872	88,673
Turbina de vapor Alta presión	0,361	2,143
Recalentador	1,343	14,067
Turbina de vapor Baja presión	0,001	5,335

La mayor parte de la exergía perdida asociada al calor se encuentra en la caldera, un 84%, y un 13% en el recalentador, mientras que la bomba se ha considerado adiabático por lo que no se tiene pérdidas.

En cuanto a la exergía destruida, la caldera se encuentra en primer lugar con un 80%, seguida del recalentador con un 14%. Por último, en las turbinas, la exergía destruida en la turbina de baja presión es mayor, con un 5%, pues a pesar de ser similares en su rendimiento isoentrópico, en la turbina de baja se tiene un mayor salto exergético en sus corrientes de entrada y salida.

Tabla 14. Rendimiento exergetico de los equipos en el ciclo Rankine con recalentamiento.

Equipo	Rendimiento exergetico %
Bomba	79,73
Caldera	33,95
Turbina de vapor Alta presión	89,03
Recalentador	33,22
Turbina de vapor Baja presión	84,99

En los rendimientos exergeticos llama la atención negativamente el rendimiento de la caldera y recalentador, lo cual coincide con la alta destrucción de exergía, previamente mostradas.

- Ciclo Brayton con regeneración:

La Tabla 15 muestra las pérdidas de exergía asociadas al calor y la exergía destruida en varios componentes del ciclo Brayton con regeneración. Los datos se obtuvieron a partir de los balances de exergía realizados para cada equipo del sistema.

Tabla 15. Pérdidas de exergía asociada al calor y exergía destruida del ciclo Brayton con regeneración.

Equipo	Perdidas de exergía asociada al calor (MW)	Exergía destruida (MW)
Compresor	0,902	2,045
Camara de combustión	11,746	36,502
Turbina de gas	5,497	0,642
Intercambiador de calor	-	6,151

Para el ciclo Brayton con regeneración las pérdidas de exergía asociada al calor principalmente se encuentran en la cámara de combustión siendo del 65% y del 30% en la turbina de gas, esto es debido principalmente a su alta temperatura de pared.

Sin embargo, en cuanto a la destrucción de exergía se refiere, se localiza principalmente en la cámara de combustión, con un 80%, seguido del intercambiador de calor con un 13%, mientras que la turbina de gas y compresor no llegan al 5%.

Tabla 16. Rendimiento exergetico de los equipos en el ciclo Brayton con regeneración.

Equipo	Rendimiento exergetico %
Compresor	92,52
Camara de combustión	65,15
Turbina de gas	94,3
Intercambiador de calor	74,45

En general los rendimientos de todos los equipos del ciclo Brayton son buenos, aun así, se puede observar, igual que con el ciclo Rankine con recalentamiento, que los equipos cuya función radica en transferir temperatura su rendimiento es menor.

- Ciclo combinado:

En la Tabla 17 se muestra las pérdidas de exergía asociada al calor y la exergía destruida en cada equipo del ciclo combinado, determinada a partir de los balances de exergía.

Tabla 17. Pérdidas de exergía asociada al calor y exergía destruida del ciclo combinado.

Equipo	Perdida de exergía asociada al calor (MW)	Exergía destruida (MW)
Compresor	0,634	2,047
Cámara de combustión	8,258	35,273
Turbina de gas	5,489	1,167
Intercambio de calor	-	10,408
Turbina de vapor	0,055	2,427
Bomba	-	0,027

La cámara de combustión es el elemento que más exergía disipa al ambiente por pérdidas de calor con un 57% del total seguida de la cámara de combustión, seguido de la turbina de gas con un 38%.

La cámara de combustión es el elemento que más exergía destruye con un 69%, seguido el intercambiador de calor con un 20%.

Tabla 18. Rendimiento exergético de los equipos en el ciclo combinado.

Equipo	Rendimiento exergético %
Compresor	92,55
Cámara de combustión	63,7
Turbina de gas	94,27
Intercambiador de calor	64,94
Turbina de vapor	85,8
Bomba	80,56

Los rendimientos exergético del ciclo combinado en general son buenos, pero igual que en los anteriores puntos en la cámara de combustión e intercambiador de calor es menor.

En el Anexo 7.4 se puede visualizar gráficamente estas tablas.

#### 4.5.1. Comparación de equipos.

- Cámara de combustión:

La cámara de combustión tiene un alto porcentaje de destrucción de exergía debido a la naturaleza misma del proceso de combustión. Durante la combustión, parte de la energía química contenida en el combustible se convierte en calor. Sin embargo, este proceso no es completamente eficiente, pues se producen una serie de irreversibilidades termodinámicas que resultan en la pérdida de exergía. Estas irreversibilidades incluyen la mezcla no homogénea de combustible y aire, la transferencia de calor a través de gradientes finitos de temperatura y la generación de entropía debido a la fricción y la turbulencia dentro de la cámara de combustión.

Mientras que otra parte significativa se convierte en calor residual, que no se utiliza para realizar trabajo útil y, por lo tanto, se pierde en el ambiente. Este calor residual representa una pérdida de exergía porque no se puede recuperar para realizar trabajo útil. Además, esta pérdida de exergía está relacionada con la temperatura de pared de la cámara.

- Caldera:

En análisis de la caldera está incluido también el del recalentador, pues forman parte del mismo equipo.

La caldera es el equipo con mayor destrucción de exergía. La diferencia principal con la cámara de combustión es que el fluido a calentar es agua. Por lo tanto, además de contar con todas las irreversibilidades termodinámicas mencionadas en la cámara de combustión, el paso de calor de los gases de combustión al agua genera más irreversibilidades, siendo crucial elegir materiales con buen coeficiente de transmisión de calor.

En cuanto a la transmisión de exergía asociada al calor, tiene valores similares a los de la cámara de combustión, y el motivo por el cual se produce es idéntico a la cámara de combustión.

- Intercambiador de calor:

Se analiza tanto el intercambiador del ciclo Brayton como el del ciclo combinado, el motivo de la destrucción de exergía es similar al de la caldera se debe a la diferencia de temperatura entre los fluidos que están intercambiando calor. Cuanto mayor sea esta diferencia de temperatura, mayor será la destrucción de exergía.

La transmisión de calor al exterior se considera nula, ya que se ha simplificado el análisis asumiendo que los equipos son adiabáticos debido a su alto nivel de aislamiento. Sin embargo, esta aproximación tiene sus limitaciones.

- Turbina de vapor y gas:

La destrucción de la exergía se debe a varias razones, en la expansión del fluido a través de la turbina, se producen irreversibilidades que resultan en la destrucción de exergía. Estas irreversibilidades incluyen la fricción del fluido contra las paredes de la turbina, la turbulencia del flujo y la pérdida de presión. También, está relacionada con la diferencia de presión y temperatura entre la entrada y la salida de la turbina. Cuanto mayor sea esta diferencia, mayor será la destrucción de exergía, este es el motivo por el que encontramos mayor destrucción de exergía en las turbinas de vapor pues sus diferencias de presiones es considerablemente mayor.

Por eso el diseño de la turbina puede influir en la destrucción de exergía. Un diseño ineficiente puede aumentar la fricción del fluido y otras pérdidas de energía dentro de la turbina, lo que resulta en una mayor destrucción de exergía.

La diferencia de transmisión de exergía al exterior asociada al calor es debido a la diferencia de temperatura de los fluidos de trabajo de la turbina que aumenta la temperatura que tiene la superficie de la turbina, además se asumió que el diseño de la turbina de gas tiene un 7% de

pérdidas de calor mientras que la del vapor es del 5%, por eso en la turbina de gas es mucho mayor que en la de vapor.

- Compresor:

En el compresor, así como en la turbina, la destrucción de exergía se debe a la fricción del fluido contra las paredes del compresor, la turbulencia del flujo y el aumento de presión. Además, está relacionada con la diferencia de presión y temperatura entre la entrada y la salida del compresor. Cuanto mayor sea esta diferencia, mayor será la destrucción de exergía.

La transmisión de exergía al exterior asociada al calor es menor que en los equipos mencionados pues la temperatura de la superficie del condensador normalmente es menor además que también es menor la cantidad de calor cedida.

- Bomba:

La destrucción de exergía es debido a las irreversibilidades pueden incluir la fricción del fluido contra las paredes de la bomba, la turbulencia del flujo, las pérdidas de energía debido a la expansión del fluido y otras pérdidas de energía asociadas con el proceso de bombeo, por eso un buen diseño es importante para reducirla.

La bomba es un elemento que consume muy poca cantidad de energía comparada con los demás por eso sus pérdidas de energía son tan pocas.

La transmisión de exergía al exterior asociada al calor es nula ya que se ha supuesto que la bomba es adiabática.

#### 4.5.2 Comparación ciclos.

En este apartado se llevará a cabo una comparación entre los distintos ciclos termodinámicos con el objetivo de determinar cuál de ellos ofrece una mayor eficiencia, tanto exergética como energética. Asimismo, se analizarán las posibles razones que explican las diferencias observadas en los resultados.

En la Tabla 19, se muestra los parámetros fundamentales de los ciclos.

Tabla 19. Comparación de los ciclos termodinámicos.

	Trabajo realizado (MW)	Exergía destruida (MW)	Perdidas de exergía asociada al calor	Rendimiento energético (%)	Rendimiento exergético (%)
Ciclo Rankine con recalentamiento	50,199	110,298	10,577	30,25	29,35
Ciclo Brayton con regeneración	50,134	45,340	18,145	37,25	36,13
Ciclo combinado	49,987	51,349	14,436	42,96	41,68

En cuanto al trabajo realizado por cada ciclo, como se mencionó al principio, todos los ciclos termodinámicos presentan un trabajo similar. Esto, sumado a que los equipos involucrados comparten características similares, permite realizar una comparación adecuada entre los distintos ciclos.

Respecto a la exergía destruida, se observa que el ciclo Rankine con recalentamiento presenta una cantidad significativamente mayor de exergía destruida en comparación con el ciclo Brayton con regeneración y el ciclo combinado. Esto se debe a que en el ciclo Rankine con recalentamiento, el equipo encargado de aportar calor es la caldera, que genera una mayor destrucción de exergía que la cámara de combustión presente en los otros dos ciclos. Además de las irreversibilidades mencionadas anteriormente en el punto 4.5.1., en la caldera se suman las irreversibilidades asociadas al proceso de calentamiento del agua.

Por otro lado, el ciclo combinado presenta una mayor destrucción de exergía que el ciclo Brayton con regeneración, mientras que sus pérdidas de exergía asociadas al calor son menores.

En cuanto al rendimiento, tanto energético como exergético, el ciclo Rankine con recalentamiento tiene el más bajo, como era de esperar, debido a que la caldera es significativamente menos eficiente exergéticamente en comparación con la cámara de combustión. Por otro lado, aunque el ciclo Brayton con regeneración y el ciclo combinado presentan rendimientos similares, el ciclo combinado ha demostrado ser el más eficiente. A pesar de tener una mayor destrucción de exergía, la exergía asociada al calor transferido al ambiente es menor, la cual tampoco se podrá utilizar.

Si sumamos la destrucción de exergía y la exergía asociada al calor en ambos ciclos, obtenemos 63,5 MW en el ciclo Brayton con regeneración y 65,7 MW en el ciclo combinado, lo que indica una pérdida de exergía muy similar. La diferencia en el rendimiento entre los dos ciclos radica en el intercambiador de calor. Aunque ambos ciclos tienen intercambiadores con rendimientos isoentrópicos idénticos, la temperatura del aire a la salida del intercambiador en el ciclo Brayton es de 685 K, mientras que en el ciclo combinado es de 430 K. Esto es debido a que el fluido a calentar en el intercambiador del ciclo combinado tiene una temperatura más baja lo que permite absorber gran parte de la exergía del fluido caliente. Esta diferencia de temperatura implica que la exergía asociada al aire expulsado es mucho mayor en el ciclo Brayton, lo que genera una mayor pérdida exergía asociada a la masa de aire de salida. Esto es debido a que el fluido a calentar en el intercambiador del ciclo combinado entra a menor temperatura lo que permite absorber mayor cantidad de exergía del fluido caliente.

## 5. Conclusiones

Las plantas desaladoras aún no pueden depender completamente de fuentes de energía renovables debido a la variabilidad en su generación de energía, lo que las obliga a recurrir a fuentes de energía convencionales. Además, su consumo energético se ajusta a los rangos de operación de los ciclos termodinámicos analizados en este estudio.

Se ha observado que los equipos responsables de añadir calor a la corriente de trabajo, como la caldera, la cámara de combustión y el intercambiador de calor, son los que más exergía desaprovechan. Esto permite concluir que el aporte exergético para aumentar la temperatura conlleva importantes pérdidas exergéticas, derivadas de las irreversibilidades mencionadas en el punto 4.5.1. Para mejorar el rendimiento de estos ciclos, es fundamental analizar estos equipos y distinguir entre las irreversibilidades inherentes al proceso, como las causadas por la transferencia de calor a través de gradientes finitos de temperatura, y aquellas relacionadas con el diseño del equipo, como la falta de homogenización del combustible y el aire. Con esta información, se podrá evaluar el margen de mejora en estos equipos y determinar si es viable o no optimizarlos.

Se ha observado que la exergía desaprovechada en las turbinas, tanto de vapor como de gas, es similar en términos generales. Sin embargo, al desglosar entre exergía destruida y exergía asociada al calor, surgen diferencias notables. En las turbinas de gas, la exergía asociada al calor es significativamente mayor debido a la alta temperatura de los gases de combustión que ingresan, lo que provoca un calentamiento de la turbina y un mayor intercambio de calor con el ambiente. Por otro lado, en las turbinas de vapor, la mayor destrucción de exergía se debe principalmente a la expansión del vapor de agua, donde la diferencia de presión es considerablemente mayor, y en la etapa final de la turbina, parte del vapor se condensa, lo que aumenta la fricción y, por lo tanto, las pérdidas asociadas a la destrucción de exergía.

Por último, no es suficiente centrarse únicamente en los procesos intermedios de los ciclos; el análisis de la exergía en las corrientes de entrada y salida resulta fundamental se puede visualizar en el Anexo 7.2. Como se ha observado en la comparación entre el ciclo Brayton con regeneración y el ciclo combinado, la diferencia en la exergía de la corriente de salida es un factor determinante en la eficiencia del ciclo, haciendo que el ciclo combinado sea más eficiente. Por ello, es esencial optimizar el aprovechamiento de toda la exergía disponible en las corrientes de salida para mejorar el rendimiento global del sistema.

## 6. Bibliografía.

1. Teresa Ribera anuncia 467 millones para desalación y un plan de abastecimiento en barco ante la grave sequía en Catalunya. (s. f.). Ministerio Para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. <https://www.miteco.gob.es/es/prensa/ultimas-noticias/2024/febrero/teresa-ribera-anuncia-467-millones-para-desalacion-y-un-plan-de-.html>
2. De Almería, D. (2024, 5 febrero). “La inversión del Gobierno en desalación y mejora de regadíos supera los 400 millones”. *Diario de Almería*. [https://www.diariodealmeria.es/almeria/inversion-Gobierno-desalacion-regadios-millones\\_0\\_1873014415.html](https://www.diariodealmeria.es/almeria/inversion-Gobierno-desalacion-regadios-millones_0_1873014415.html)
3. Proyecto de ampliación de la planta desaladora de Torrevieja (Alicante). (s. f.). Ministerio Para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. [https://www.miteco.gob.es/eu/agua/planes-y-estrategias/publicidad-autorizaciones-proyectos/idam\\_torrevieja.html](https://www.miteco.gob.es/eu/agua/planes-y-estrategias/publicidad-autorizaciones-proyectos/idam_torrevieja.html)
4. Zarzo Martínez, D. (2020, agosto). La Desalación del Agua en España. *Estudios sobre la Economía Española- 2021/22*. (AEDyR) <https://documentos.fedea.net/pubs/eee/eee2020-22.pdf>
5. Elenapl. (2024, 15 marzo). *Grandes plantas desaladoras de agua de mar en España – 2024*. AEDyR. <https://aedyr.com/plantas-desaladoras-agua-mar-espana/>
6. Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino. Planta desaladora de Valdelentisto (Murcia) <https://www.acuamed.es/media/actuaciones/87/valdelentisco-corta-def.pdf>
7. Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino. Planta Desaladora de Torrevieja (Alicante) <https://www.acuamed.es/media/actuaciones/109/torrevieja-corta-def.pdf>
8. Basor Cable Tray Specialist. Caso de éxito: Desalinizadora de Águilas (España). [https://www.basor.com/assets/img/proyectos/cases-of-success/CASO\\_DE\\_EXITO\\_DESALADORA%20AGUILAS\\_ESPANA\\_16031870441588860818.pdf](https://www.basor.com/assets/img/proyectos/cases-of-success/CASO_DE_EXITO_DESALADORA%20AGUILAS_ESPANA_16031870441588860818.pdf)
9. Efe. (2013, 16 enero). Iberdrola inicia las obras de una nueva subestación eléctrica en Águilas que estará en 2014. *MurciaEconomía: El Periódico Económico Regional*. <https://murciaeconomia.com/archive/11997/iberdrola-inicia-las-obras-de-una-nueva-subestacion-electrica-en-aguilas-que-estara-en-2014>
10. Cerrillo, A. (2009, 20 julio). Hoy entra en funcionamiento la desalinizadora de El Prat. *La Vanguardia*. <https://www.lavanguardia.com/vida/20090720/53749138847/hoy-entra-en-funcionamiento-la-desalinizadora-de-el-prat.html>
11. Caracciolo Gómez. Ciclo Rankine. *Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda, Complejo Académico Punto Fijo Programa de Ingeniería Industrial Cátedra: Conversión de Energía*. <https://conversionenergiaunefm.wordpress.com/wp-content/uploads/2009/05/guia-ciclo-rankine-iii-091.pdf>

12. BOE-B-2010-4032 La sociedad estatal Aguas de las Cuencas Mediterráneas S.A., ACUAMED, hace pública convocatoria para la adjudicación del contrato de obra sujeto a regulación armonizada para la redacción del proyecto y ejecución de las obras de la S.T. desaladora Torreveja, con una posición de línea en 220 kV, un edificio con GIS 220 kV y línea de conexión con la S.T. Torreveja, incluidas en la actuación de la planta desaladora de Torreveja (Alicante). (s. f.).  
[https://www.boe.es/diario\\_boe/txt.php?id=BOE-B-2010-4032](https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-B-2010-4032)
13. Ciclo Brayton. (s. f.). [http://tesla.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Brayton](http://tesla.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton)
14. rincondelvago.com. (2017, 2 febrero). Encuentra aquí información de Ciclo de Brayton para tu escuela ¡Entra ya! | Rincón del Vago. <https://html.rincondelvago.com/ciclo-de-brayton.html>
15. Central térmica de ciclo combinado. (s. f.). Endesa.  
<https://www.fundacionendesa.org/es/educacion/endesa-educa/recursos/centrales-electricas-convencionales/central-termica-convencional-ciclo-combinado>
16. Artedimico. (s. f.). EXERGIA y BALANCE DE SISTEMAS CERRADOS. Equipos y Laboratorio de Colombia. <https://www.equiposylaboratorio.com/portal/articulo-ampliado/exergia-y-balance-de-sistemas-cerrados>
17. Exergía. (s. f.). <https://www.quimica.es/enciclopedia/Exerg%C3%ADa.html>
18. Flórez-Orrego, D. (2018). Exergía: Conceptos y Aplicaciones.  
[https://www.researchgate.net/publication/375086882\\_Exergia\\_Conceptos\\_y\\_Aplicaciones](https://www.researchgate.net/publication/375086882_Exergia_Conceptos_y_Aplicaciones)
19. Szargut, J. (1988). Energy and exergy analysis of the preheating of combustion reactants. International Journal Of Energy Research, 12(1), 45-58.  
<https://doi.org/10.1002/er.4440120106>
20. Grupo Blas Cabrera Felipe. Segundo Principio de la Termodinámica. Entropía.  
<https://www.grupoblascabrera.org/webs/ficheros/11%20Didactica%20de%20la%20energia/11segundoprincipioyentropia.pdf>
21. Exergía. (s. f.-b). <https://www.quimica.es/enciclopedia/Exerg%C3%ADa.html>
22. Transferencia de Exergía por Calor, Trabajo y Masa.  
<https://misteriosdelacienciajm.blogspot.com/2015/12/transferencia-de-exergia-por-calor.html>
23. Páginas Personales de Docentes e Investigadores. Exergía.  
[https://www.academia.utp.ac.pa/sites/default/files/docente/72/clase\\_8\\_exergia.pdf](https://www.academia.utp.ac.pa/sites/default/files/docente/72/clase_8_exergia.pdf)
24. Naturgy. (s. f.). <https://www.gasnor.com/pagina/18/gas-natural>
25. Poder Calorífico. (s. f.). <https://ingemecanica.com/utilidades/poder-calorifico.html>
26. Vista de Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado| Ingeniería Investigación y Desarrollo. (s. f.).  
[https://revistas.uptc.edu.co/index.php/ingenieria\\_sogamoso/article/view/5228/4975](https://revistas.uptc.edu.co/index.php/ingenieria_sogamoso/article/view/5228/4975)
27. Proveedores personalizados de turbinas de vapor de alta eficiencia, Fábrica - DTEC. (s. f.). <https://es.yanturbo.com/coal-fired-power-plant/coal-fired-power-plant-equipment/high-efficiency-steam-turbine.html>
28. Szargut, J., Egzergia. Poradnik obliczania I stosowania, Wydawnictwo Politechniki Shlaskej, Gliwice 2007. (MarcadorDePosición I) (miteco.gom, 2024)
29. Haynes, W. M. (2014). CRC Handbook of Chemistry and Physics. En CRC Press eBooks. <https://doi.org/10.1201/b17118>

## 7. Anexo.

### 7.1. Datos de los ciclos simulados.

#### 7.1.1. Ciclo Rankine con recalentamiento.

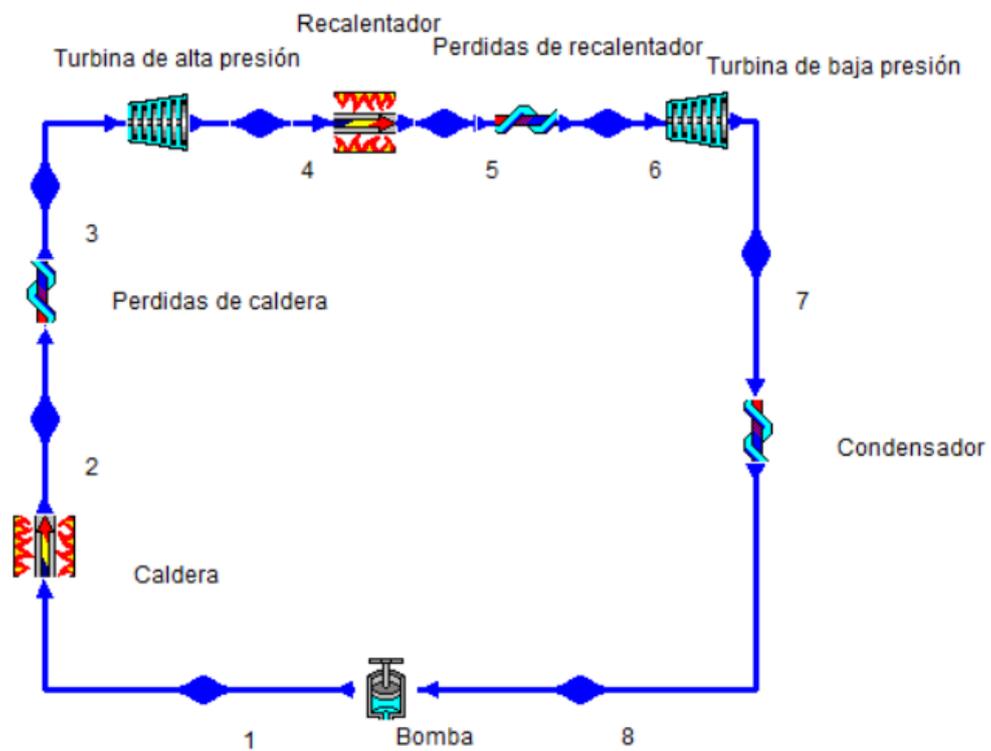


Ilustración 7, Ciclo Rankine con recalentamiento.

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 67.46%
eta-thermal = 30.25%
Tmax = 913.4 K
Tmin = 297.2 K
Pmax = 80.00 bar
Pmin = 0.0300 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -396.7 kW
Power out = 50,517 kW
net-power = 50,120 kW
back-work-ratio = 0.7852%
work-ratio = 99.21%
Q-dot in = 165,660 kW
Q-dot out = -115,540 kW
net Q-dot = 50,120 kW

```

Ilustración 8. Características ciclo Rankine con recalentamiento

```

1
Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 297.9 K
P = 80.00 bar
v = 0 m^3/kg
u = 103.0 kJ/kg
h = 111.0 kJ/kg
s = 0.3609 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 568.2 K
P-sat = 0.0312 bar
v-f(Tsat) = 0.0014 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0235 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,306 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,570 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,317 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,758 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.21 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.74 kJ/kgK
V-dot = 0.0395 m^3/sec
U-dot = 4,067 kW
H-dot = 4,383 kW
S-dot = 14.26 kW/K

```

```

2
Substance: WATER
Phase: GAS
T = 913.4 K
P = 80.00 bar
v = 0.0510 m^3/kg
u = 3,330 kJ/kg
h = 3,738 kJ/kg
s = 7.13 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 568.2 K
v-f(Tsat) = 0.0014 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0235 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,306 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,570 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,317 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,758 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.21 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.74 kJ/kgK
V-dot = 2.02 m^3/sec
U-dot = 131,524 kW
H-dot = 147,653 kW
S-dot = 281.6 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 9. Corriente 1 y 2, ciclo Rankine con recalentamiento.

```

Substance: WATER
Phase: GAS
T = 693.0 K
P = 80.00 bar
v = 0.0359 m^3/kg
u = 2,906 kJ/kg
h = 3,193 kJ/kg
s = 6.44 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 568.2 K
v-f(Tsat) = 0.0014 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0235 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,306 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,570 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,317 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,758 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.21 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.74 kJ/kgK
V-dot = 1.42 m^3/sec
U-dot = 114,771 kW
H-dot = 126,111 kW
S-dot = 254.5 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0.9668[0-1]
T = 425.0 K
P = 5.00 bar
v = 0.3624 m^3/kg
u = 2,497 kJ/kg
h = 2,679 kJ/kg
s = 6.66 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 425.0 K
P-sat = 5.00 bar
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.3749 m^3/kg
u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg
h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK
V-dot = 14.32 m^3/sec
U-dot = 98,643 kW
H-dot = 105,901 kW
S-dot = 262.9 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 10. Corriente 3 y 4, ciclo Rankine con recalentamiento.

```

Substance: WATER
Phase: GAS
T = 660.6 K
P = 5.00 bar
v = 0.6055 m^3/kg
u = 2,943 kJ/kg
h = 3,245 kJ/kg
s = 7.75 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 425.0 K
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.3749 m^3/kg
u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg
h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK
V-dot = 23.92 m^3/sec
U-dot = 116,233 kW
H-dot = 128,191 kW
S-dot = 306.3 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

Substance: WATER
Phase: GAS
T = 620.0 K
P = 5.00 bar
v = 0.5671 m^3/kg
u = 2,877 kJ/kg
h = 3,161 kJ/kg
s = 7.62 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 425.0 K
P-sat = 158.9 bar
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.3749 m^3/kg
u-f(Tsat) = 639.8 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,561 kJ/kg
h-f(Tsat) = 640.4 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,749 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.86 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.82 kJ/kgK
V-dot = 22.40 m^3/sec
U-dot = 113,652 kW
H-dot = 124,853 kW
S-dot = 301.1 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 11. Corriente 5 y 6, ciclo Rankine con recalentamiento.

```

7
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0.9392[0-1]
T = 297.2 K
P = 0.0300 bar
v = 42.89 m^3/kg
u = 2,267 kJ/kg
h = 2,396 kJ/kg
s = 8.08 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 297.2 K
P-sat = 0.0300 bar
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 45.66 m^3/kg
u-f(Tsat) = 100.9 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,408 kJ/kg
h-f(Tsat) = 100.9 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,545 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.3541 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.58 kJ/kgK
V-dot = 1,694 m^3/sec
U-dot = 89,565 kW
H-dot = 94,647 kW
S-dot = 319.0 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

8
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 297.2 K
P = 0.0300 bar
v = 0.0010 m^3/kg
u = 100.9 kJ/kg
h = 100.9 kJ/kg
s = 0.3541 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
T-sat = 297.2 K
P-sat = 0.0300 bar
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 45.66 m^3/kg
u-f(Tsat) = 100.9 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,408 kJ/kg
h-f(Tsat) = 100.9 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,545 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.3541 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.58 kJ/kgK
V-dot = 0.0396 m^3/sec
U-dot = 3,986 kW
H-dot = 3,986 kW
S-dot = 13.99 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 12. Corriente 7 y 8, ciclo Rankine con recalentamiento.

```

Caldera
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 3,627 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta h = 3,627 kJ/kg
delta-s = 6.77 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
Q-dot = 143,270 kW
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

Bomba
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
Modeled as: Make Assumption
q = 0 kJ/kg
Tout-s = 297.4 K
delta-P = 79.97 bar
delta h = 10.04 kJ/kg
delta hs = 8.03 kJ/kg
delta-s = 0.0068 kJ/kgK
m-dot = 39.50 kg/s
h-out-s = 109.0 kJ/kg
Shaft Power = -396.7 kW
Q-dot = 0 kW
FR = 2,667
eta-s = 80.00%
flow fraction = 1.0000[0-1]
spec shaft-work = -10.04 kJ/kg
spec work-s = -8.03 kJ/kg

```

Ilustración 13. Caldera y bomba, ciclo Rankine con recalentamiento.

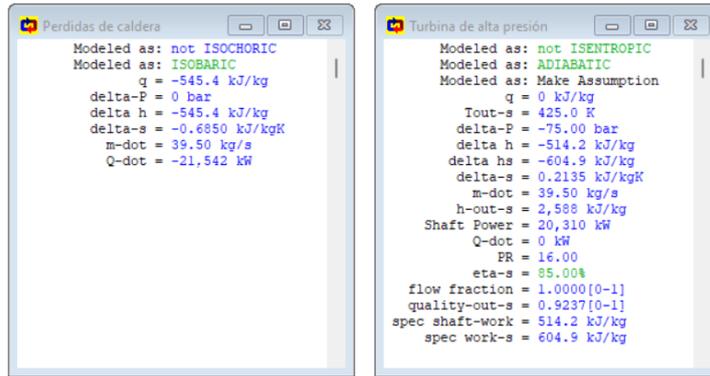


Ilustración 14. Perdidas caldera y turbina de alta presión, ciclo Rankine con recalentamiento.

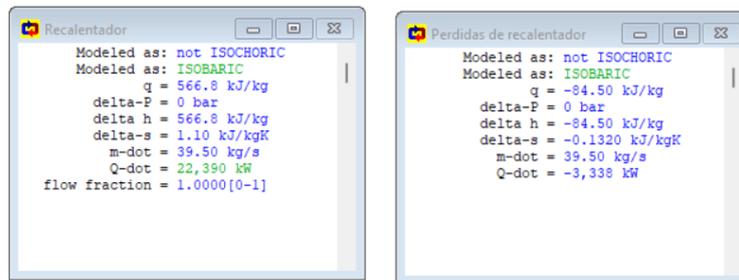


Ilustración 15. Recalentador y perdidas recalentador, ciclo Rankine con recalentamiento.

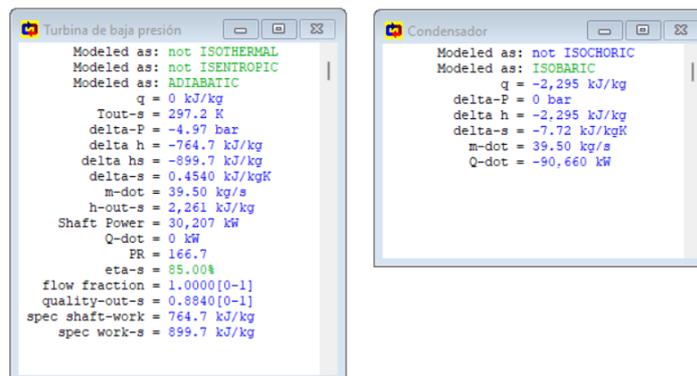


Ilustración 16. Turbina de baja presión y condensador, ciclo Rankine con recalentamiento.

### 7.1.2. Ciclo Brayton con regeneración.

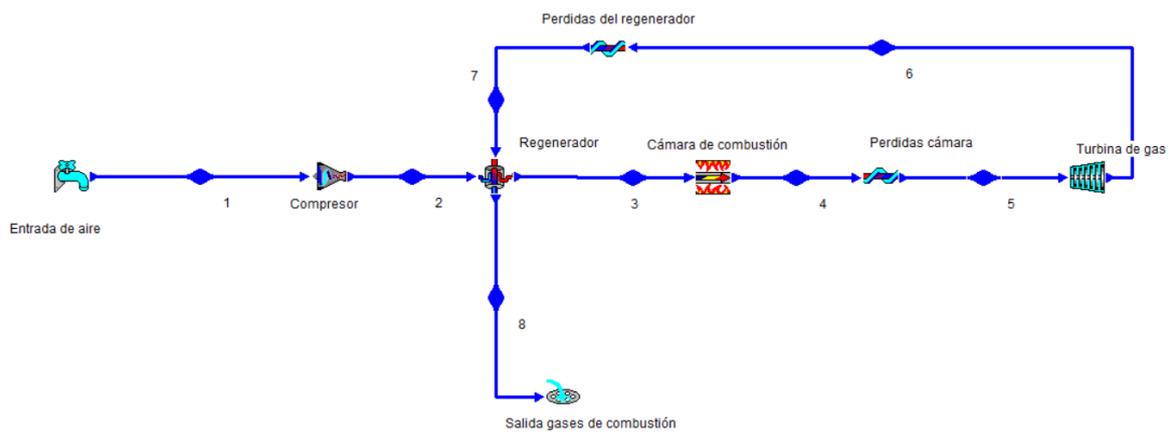


Ilustración 17. Ciclo Brayton con regeneración.

```

CYCLE
Modeled as: not HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERATOR
Modeled as: HEAT-ENGINE
eta-Carnot = 82.19%
eta-thermal = 37.25%
Tmax = 1,673 K
Tmin = 298.0 K
Pmax = 10.10 bar
Pmin = 1.01 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -51,403 kW
Power out = 101,536 kW
net-power = 50,134 kW
back-work-ratio = 50.62%
work-ratio = 49.38%
Q-dot in = 134,600 kW
Q-dot out = -23,500 kW
net Q-dot = 111,100 kW

```

```

1
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 298.0 K
P = 1.01 bar
v = 0.8459 m^3/kg
u = 213.6 kJ/kg
h = 299.0 kJ/kg
s = 2.41 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 132.8 m^3/sec
U-dot = 33,533 kW
H-dot = 46,946 kW
S-dot = 378.8 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 18. Características ciclo Brayton con regeneración y corriente 1.

```

2
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 624.3 K
P = 10.10 bar
v = 0.1772 m^3/kg
u = 447.4 kJ/kg
h = 626.4 kJ/kg
s = 2.49 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 27.82 m^3/sec
U-dot = 70,249 kW
H-dot = 98,348 kW
S-dot = 391.7 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

3
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 819.1 K
P = 10.10 bar
v = 0.2325 m^3/kg
u = 587.0 kJ/kg
h = 821.9 kJ/kg
s = 2.77 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 36.50 m^3/sec
U-dot = 92,166 kW
H-dot = 129,033 kW
S-dot = 434.5 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 19. Corriente 2 y 3, ciclo Brayton con regeneración

```

4
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 1,673 K
P = 10.10 bar
v = 0.4750 m^3/kg
u = 1,199 kJ/kg
h = 1,679 kJ/kg
s = 3.48 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 74.58 m^3/sec
U-dot = 188,309 kW
H-dot = 263,633 kW
S-dot = 547.0 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

5
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 1,573 K
P = 10.10 bar
v = 0.4465 m^3/kg
u = 1,127 kJ/kg
h = 1,578 kJ/kg
s = 3.42 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 70.10 m^3/sec
U-dot = 177,003 kW
H-dot = 247,804 kW
S-dot = 537.3 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 20. Corriente 4 y 5, ciclo Brayton con regeneración

```

6
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 928.5 K
P = 1.01 bar
v = 2.64 m^3/kg
u = 665.5 kJ/kg
h = 931.6 kJ/kg
s = 3.55 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 413.8 m^3/sec
U-dot = 104,477 kW
H-dot = 146,268 kW
S-dot = 557.9 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

7
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 879.8 K
P = 1.01 bar
v = 2.50 m^3/kg
u = 630.6 kJ/kg
h = 882.8 kJ/kg
s = 3.50 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 392.1 m^3/sec
U-dot = 98,998 kW
H-dot = 138,597 kW
S-dot = 549.4 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 21. Corriente 6 y 7, ciclo Brayton con regeneración

```

8
Substance: AIR
Phase: GAS
T = 685.0 K
P = 1.01 bar
v = 1.94 m^3/kg
u = 491.0 kJ/kg
h = 687.3 kJ/kg
s = 3.25 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
V-dot = 305.3 m^3/sec
U-dot = 77,080 kW
H-dot = 107,912 kW
S-dot = 510.0 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

Compresor
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
Modeled as: Make Assumption
q = 0 kJ/kg
Tout-s = 575.3 K
delta-P = 9.09 bar
delta h = 327.4 kJ/kg
delta hs = 278.3 kJ/kg
delta-s = 0.0819 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
delta H = 51,403 kJ
h-out-s = 577.3 kJ/kg
Shaft Power = -51,403 kW
Q-dot = 0 kW
PR = 10.00
eta-s = 85.00%
flow fraction = 1.0000[0-1]
r = 4.77
spec shaft-work = -327.4 kJ/kg
spec work-s = -278.3 kJ/kg

```

Ilustración 22. Corriente 8 y compresor, ciclo Brayton con regeneración

```

Cámara de combustión
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 857.3 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta h = 857.3 kJ/kg
delta-s = 0.7169 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
Q-dot = 134,600 kW
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

```

Perdidas cámara
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = -100.8 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta h = -100.8 kJ/kg
delta-s = -0.0621 kJ/kgK
m-dot = 157.0 kg/s
Q-dot = -15,829 kW

```

Ilustración 23. Cámara de combustión y perdidas cámara, ciclo Brayton con regeneración

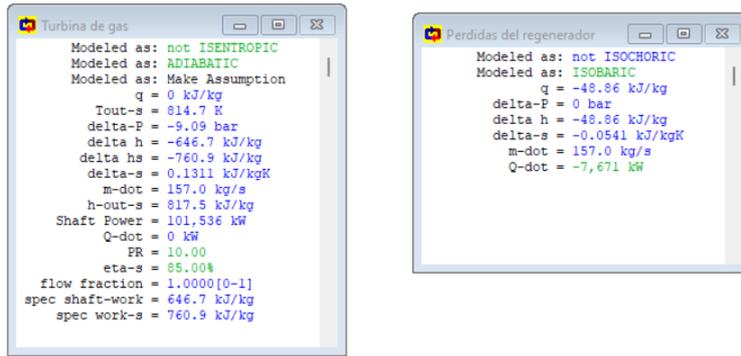


Ilustración 24. Turbina de gas y perdidas del regenerador, ciclo Brayton con regeneración

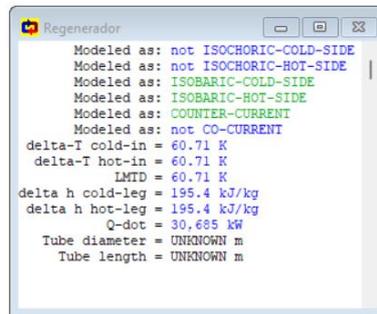


Ilustración 25. Regenerador, ciclo Brayton con regeneración

### 7.1.3 Ciclo combinado.

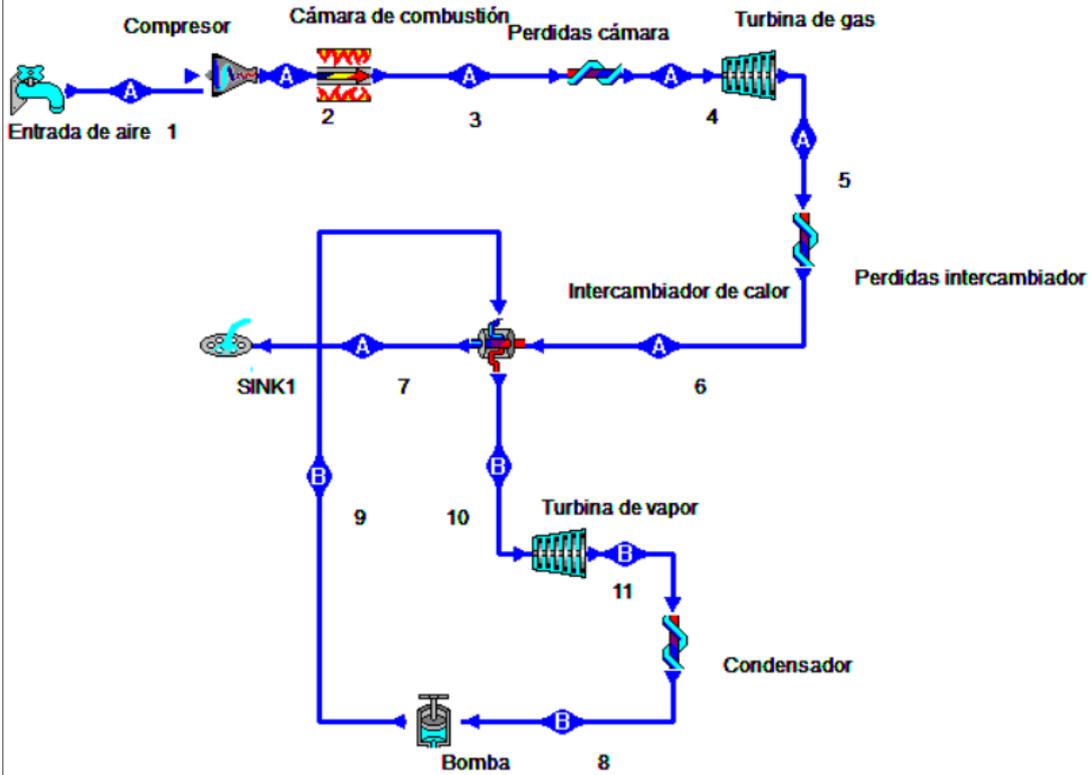


Ilustración 26. Ciclo combinado.

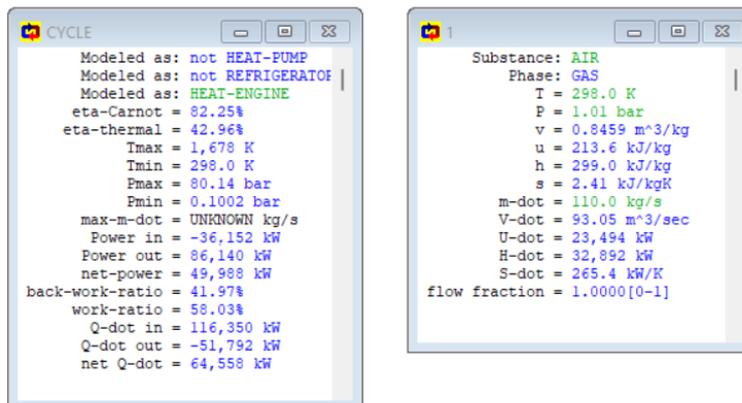


Ilustración 27. Características ciclo combinado y corriente 1.

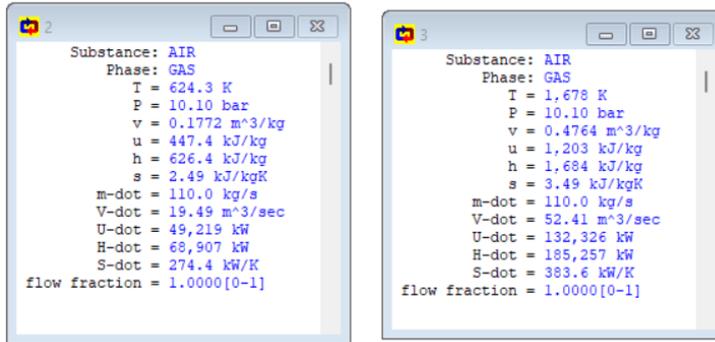


Ilustración 28. Corriente 2 y 3, ciclo combinado.

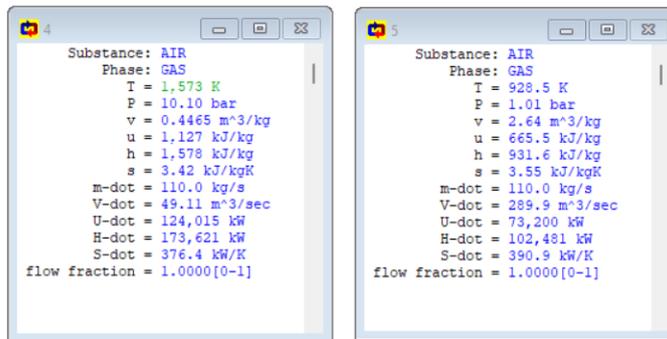


Ilustración 29. Corriente 4 y 5, ciclo combinado.

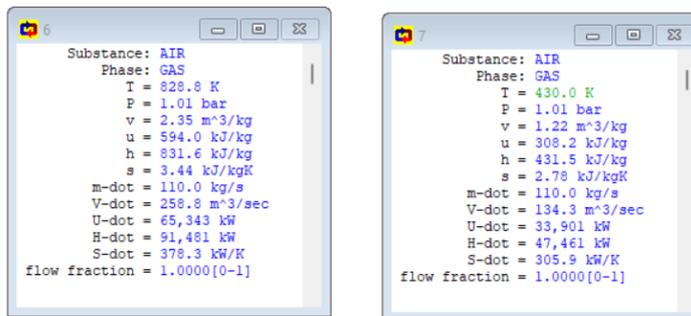


Ilustración 30. Corriente 6 y 7, ciclo combinado.

```

8
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 319.0 K
P = 0.1002 bar
v = 0.0010 m^3/kg
u = 192.0 kJ/kg
h = 192.0 kJ/kg
s = 0.6497 kJ/kgK
m-dot = 13.50 kg/s
T-sat = 319.0 K
P-sat = 0.1002 bar
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 14.65 m^3/kg
u-f(Tsat) = 192.0 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,437 kJ/kg
h-f(Tsat) = 192.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,584 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.6497 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.15 kJ/kgK
V-dot = 0.0136 m^3/sec
U-dot = 2,591 kW
H-dot = 2,592 kW
S-dot = 8.77 kW/K
flow fraction = UNKNOWN[0-1]

9
Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 319.8 K
P = 80.14 bar
v = 0.0010 m^3/kg
u = 194.0 kJ/kg
h = 202.1 kJ/kg
s = 0.6561 kJ/kgK
m-dot = 13.50 kg/s
T-sat = 568.3 K
P-sat = 0.1042 bar
v-f(Tsat) = 0.0014 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0235 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,306 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,317 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,758 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.21 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.74 kJ/kgK
V-dot = 0.0136 m^3/sec
U-dot = 2,620 kW
H-dot = 2,729 kW
S-dot = 8.86 kW/K
flow fraction = UNKNOWN[0-1]

```

Ilustración 31. Corriente 8 y 9, ciclo combinado.

```

10
Substance: WATER
Phase: GAS
T = 799.3 K
P = 80.14 bar
v = 0.0435 m^3/kg
u = 3,115 kJ/kg
h = 3,469 kJ/kg
s = 6.81 kJ/kgK
m-dot = 13.50 kg/s
T-sat = 568.3 K
v-f(Tsat) = 0.0014 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.0235 m^3/kg
u-f(Tsat) = 1,306 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,569 kJ/kg
h-f(Tsat) = 1,317 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,758 kJ/kg
s-f(Tsat) = 3.21 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 5.74 kJ/kgK
V-dot = 0.5869 m^3/sec
U-dot = 42,046 kW
H-dot = 46,748 kW
S-dot = 91.87 kW/K
flow fraction = UNKNOWN[0-1]

11
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0.9029[0-1]
T = 319.0 K
P = 0.1002 bar
v = 13.23 m^3/kg
u = 2,219 kJ/kg
h = 2,352 kJ/kg
s = 7.42 kJ/kgK
m-dot = 13.50 kg/s
T-sat = 319.0 K
P-sat = 0.1002 bar
v-f(Tsat) = 0.0010 m^3/kg
v-g(Tsat) = 14.65 m^3/kg
u-f(Tsat) = 192.0 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,437 kJ/kg
h-f(Tsat) = 192.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,584 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.6497 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 8.15 kJ/kgK
V-dot = 178.6 m^3/sec
U-dot = 29,959 kW
H-dot = 31,748 kW
S-dot = 100.2 kW/K
flow fraction = UNKNOWN[0-1]

```

Ilustración 32. Corriente 10 y 11, ciclo combinado.

```

Compresor
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: not ISENTROPIC
Modeled as: Make Assumption
q = 0 kJ/kg
Tout-s = 575.3 K
delta-P = 9.09 bar
delta h = 327.4 kJ/kg
delta ha = 278.3 kJ/kgK
delta-s = 0.0819 kJ/kgK
m-dot = 110.0 kg/s
delta H = 36,015 kJ
h-out-s = 577.3 kJ/kg
Shaft Power = -36,015 kW
Q-dot = 0 kW
FR = 10.00
eta-s = 85.00%
flow fraction = 1.0000[0-1]
r = 4.77
spec shaft-work = -327.4 kJ/kg
spec work-s = -278.3 kJ/kg

Cámara de combustión
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 1,058 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta h = 1,058 kJ/kg
delta-s = 0.9924 kJ/kgK
m-dot = 110.0 kg/s
Q-dot = 116,350 kW
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

Ilustración 33. Compresor y cámara de combustión, ciclo combinado

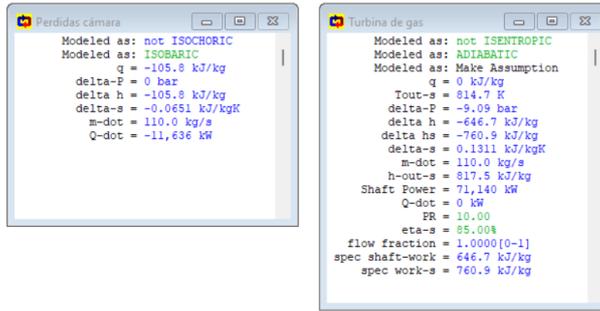


Ilustración 34. Perdidas cámara y turbina de gas, ciclo combinado

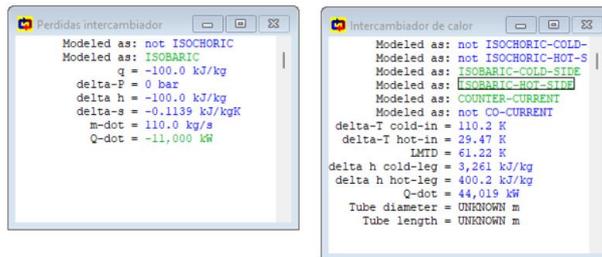


Ilustración 35. Perdidas intercambiador e intercambiador de calor, ciclo combinado

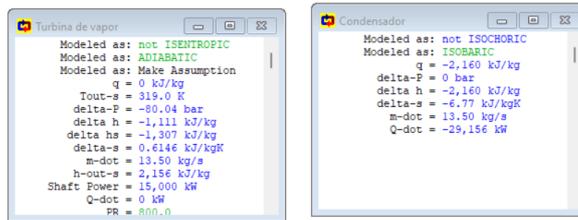


Ilustración 36. Turbina de vapor y condensador, ciclo combinado



Ilustración 37. Bomba, ciclo combinado

## 7.2. Diagramas grassman.

Son diagramas de flujo en el que la anchura de las flechas se muestra proporcional a la cantidad de exergía entre las unidades de un proceso, equipo o instalación.

Se utilizan para visualizar las transferencias de exergía a través de flechas que muestran la pérdida o dispersión por transferencia y/o destrucción.

Con este diagrama resulta sencillo ver como la exergía aportada al equipo una parte de esa exergía será aprovechada por el sistema como exergía útil, otra parte se destruirá debido a las irreversibilidades y el resto, que no se ha destruido pero que tampoco se ha aprovechado, quedará como exergía no útil.

$$[\text{exergía aportada}] = [\text{exergía útil}] + [\text{exergía no útil}] + [\text{exergía destruida}]$$

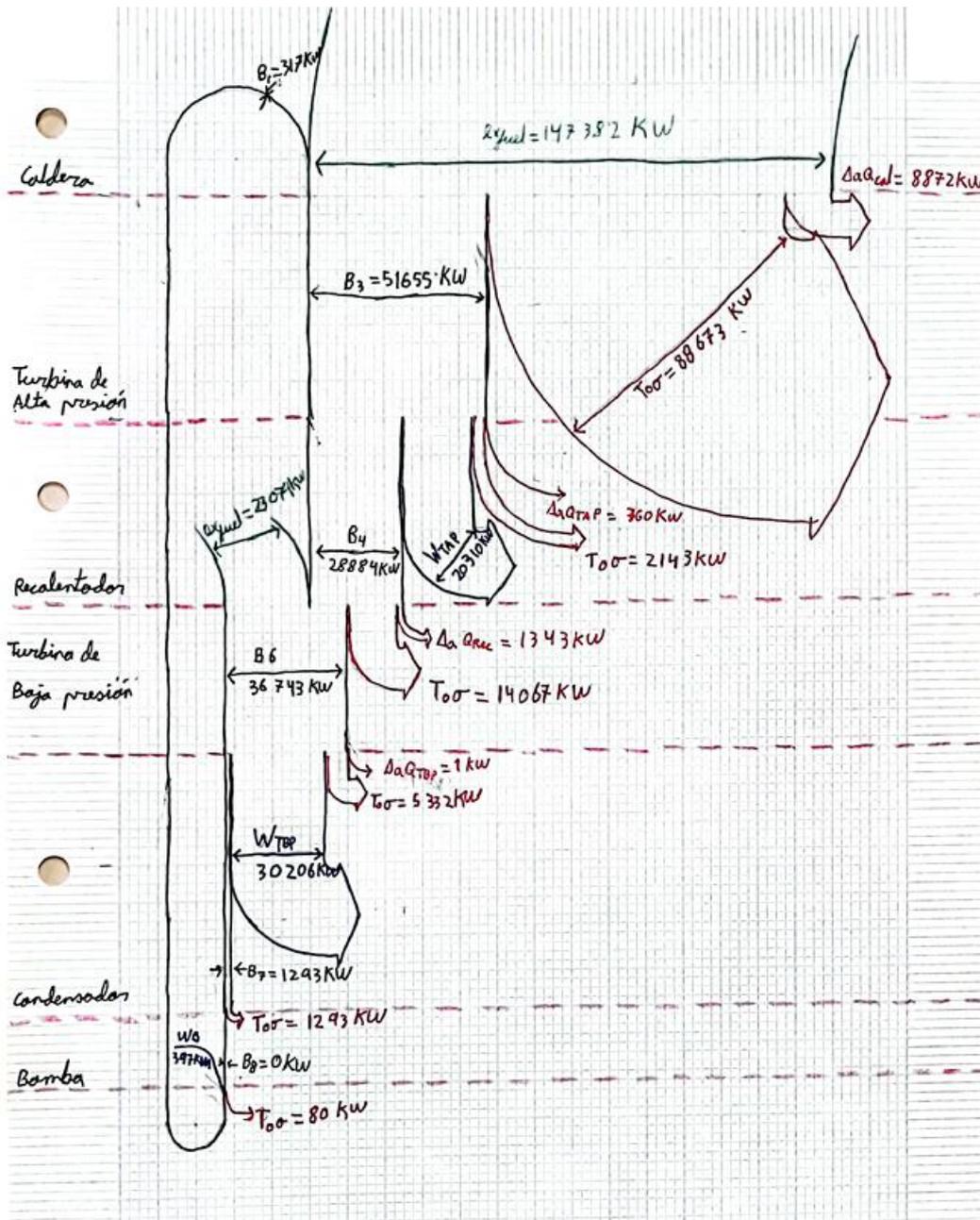


Ilustración 38. Diagrama Grassman ciclo Rankine con recalentamiento.

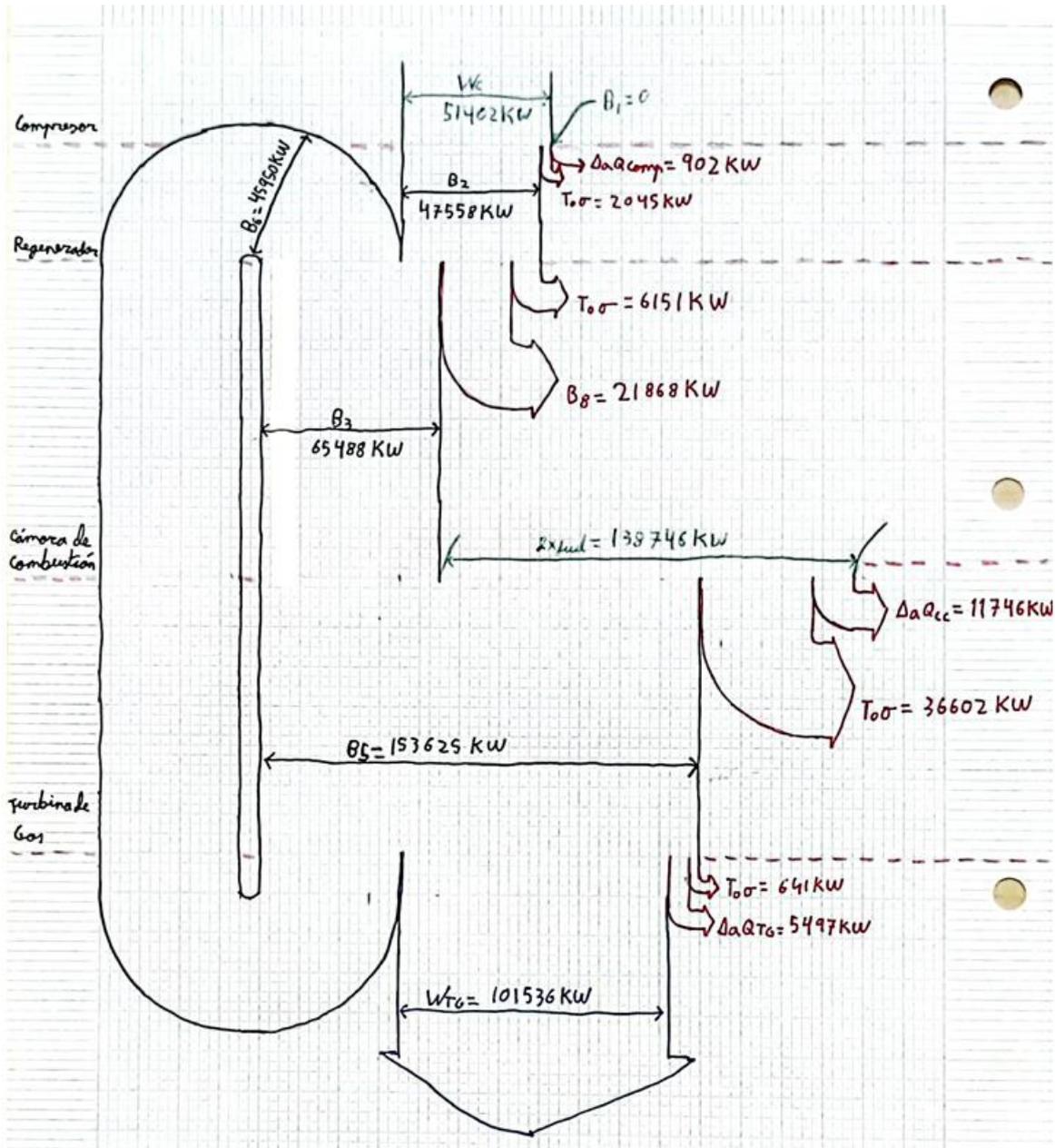


Ilustración 39. Diagrama Grassman ciclo Brayton con recalentamiento.

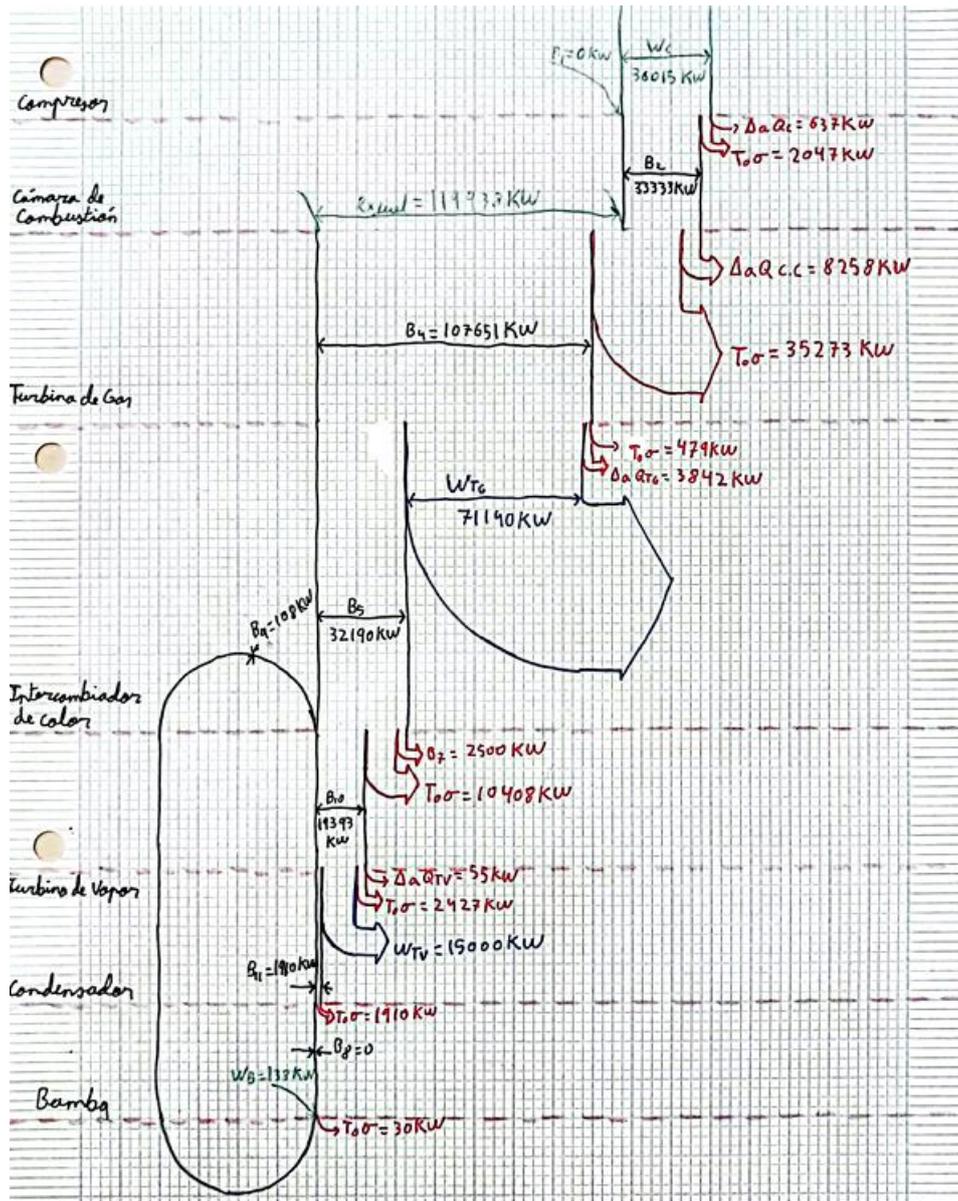


Ilustración 40. Diagrama Grassman ciclo combinado

### 7.3. Comparación de las características del aire y gases de combustión.

Se calculará la diferencia existente entre calor específico del aire y los gases de combustión de cada ciclo para poder determinar si la diferencia es significativa, o por el contrario es mínima permitiendo simplificar el cálculo de entalpías y entropías pues estas están directamente relacionadas como se puede ver en las ecuaciones.

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} C_p * dT$$

Ecuación 16

Para cambios de temperatura pequeños o si  $C_p$  se considera constante sobre el rango de temperatura, la ecuación se simplifica a:

$$\Delta H = C_p * \Delta T$$

Ecuación 17

$$\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p}{T} * dT$$

Ecuación 18

Para cambios de temperatura pequeños o si  $C_p$  se considera constante sobre el rango de temperatura, la ecuación se simplifica a:

$$\Delta S = C_p * \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)$$

Ecuación 19

Pero no se puede despreciar la exergía química de los gases de combustión que se origina debido a la diferencia en la composición entre estos gases y los gases atmosféricos. La cual será calculada con la Ecuación 8 con la ayuda de la siguiente tabla:

Tabla 20. Exergía química específica de los componentes de la combustión [28].

Elemento	$a_i^q$ (kJ/mol)
$N_2$	0,72
$O_2$	3,97
$H_2O$	9,5
$CO_2$	19,48

Ecuación 8:

$$a_M^q = \sum_i y_i \cdot a_i^q + R \cdot T_0 \cdot \sum_i \phi_i \cdot y_i \cdot \ln y_i$$

### 7.3.1. Características aire y gases de combustión en el ciclo Brayton con regeneración.

El ciclo Brayton consume 2,692 kg/s de metano, teniendo en cuenta que la masa molar del metano es de 16,05 g/mol, se tiene que en la cámara de combustión del ciclo Brayton entran 167,73 mol/s de metano.

Estos 167,73 mol/s de metano combustionan con 157 kg/s de aire, el aire con una masa molar de 28,856 g/mol por lo que se tienen 5440,81 mol/s de aire, de los cuales el 21% son de oxígeno.



Ecuación 20

Tabla 21. Capacidad calorífica y fracción molar de los gases de combustión y del aire después de la combustión [29].

Elemento	Fracción molar (%)	Cp a 283 °K (J/mol)	Cp a 1000°K (J/mol)
Aire	100	29,058	32,954
N <sub>2</sub>	76,64	29,13	32,716
O <sub>2</sub>	14,39	29,44	34,912
H <sub>2</sub> O	5,98	33,48	43,866
CO <sub>2</sub>	2,99	37,136	54,384

Se tuvo que coger la capacidad calorífica a 1000°K pues no se encontraron datos a la temperatura de combustión de las simulaciones.

El Cp. de los gases de combustión se calcula con la siguiente formula:

$$Cp_{gcom} = \sum_i y_i * cp_i$$

Ecuación 13

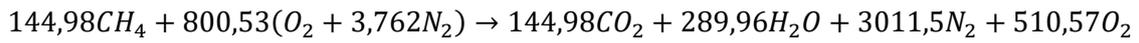
Por lo que el Cp. de los gases de combustión a temperatura ambiente es de 29,674 (J/mol) un 2,12% superior al aire, y a altas temperaturas es de un 34,347 (J/mol) un 4,22% superior.

La exergía química de los gases de combustión debido a la diferencia de composición con el aire es calculada con la Ecuación 8 y los datos de la Tabla 20 y la Tabla 21 se tiene que el  $a_M^q = 0,403$  kJ/mol los gases de combustión tienen 5608,5 mol/s por lo que la exergía química total de los gases de combustión es de 2261 kW

### 7.3.2. Características aire y gases de combustión en el ciclo combinado.

El ciclo combinado consume 2,327 kg/s de metano, teniendo en cuenta que la masa molar del metano es de 16,05 g/mol, se tiene que en la cámara de combustión del ciclo combinado entran 144,98 mol/s de metano.

Estos 144,98 mol/s de metano combustionan con 110 kg/s de aire, el aire con una masa molar de 28,856 g/mol por lo que se tienen 3812,03 mol/s de aire, de los cuales el 21% son de oxígeno.



Ecuación 22

Tabla 22. Capacidad calorífica y fracción molar de los gases de combustión y del aire después de la combustión [29].

Elemento	Fracción molar (%)	Cp a 283 °K (J/mol)	Cp a 1000°K (J/mol)
Aire	100	29,058	32,954
$N_2$	76,11	29,13	32,716
$O_2$	12,9	29,44	34,912
$H_2O$	7,33	33,48	43,866
$CO_2$	3,66	37,136	54,384

Al igual que en el punto anterior, utilizando la Ecuación 21 se tiene que el Cp. de los gases de combustión a temperatura ambiente es de 29,782 (J/mol) un 2,484%% superior al aire, y a altas temperaturas es de un 34,61 (J/mol) un 5,026% superior.

La exergía química de los gases de combustión debido a la diferencia de composición con el aire es calculada con la Ecuación 8 y los datos de la Tabla 20 y la Tabla 21 se tiene que el  $a_M^q = 0,52684258 \text{ kJ/mol}$  los gases de combustión tienen 3957 mol/s por lo que la exergía química total de los gases de combustión es de 2084 kW.

#### 7.4. Gráficas de las características exergéticas de los equipos.

En este punto se visualizará gráficamente las tablas mostradas en el punto 4.5.

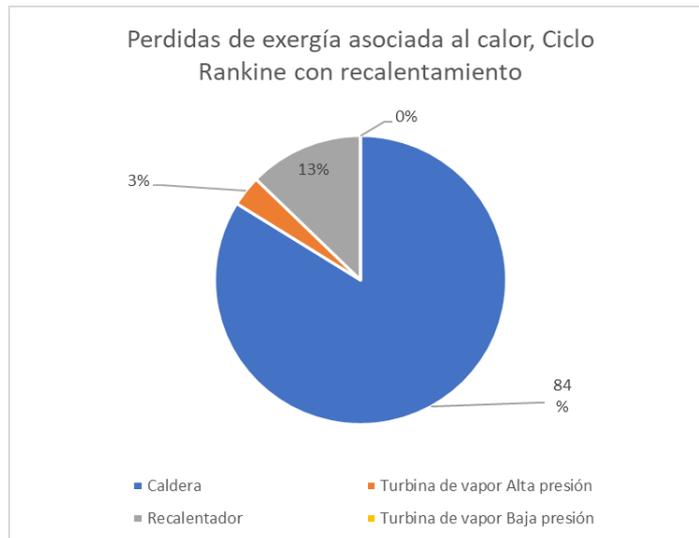


Ilustración 41. Perdidas de exergía asociada al calor, Ciclo Rankine con recalentamiento.



Ilustración 42. Exergía destruida, Ciclo Rankine con recalentamiento.

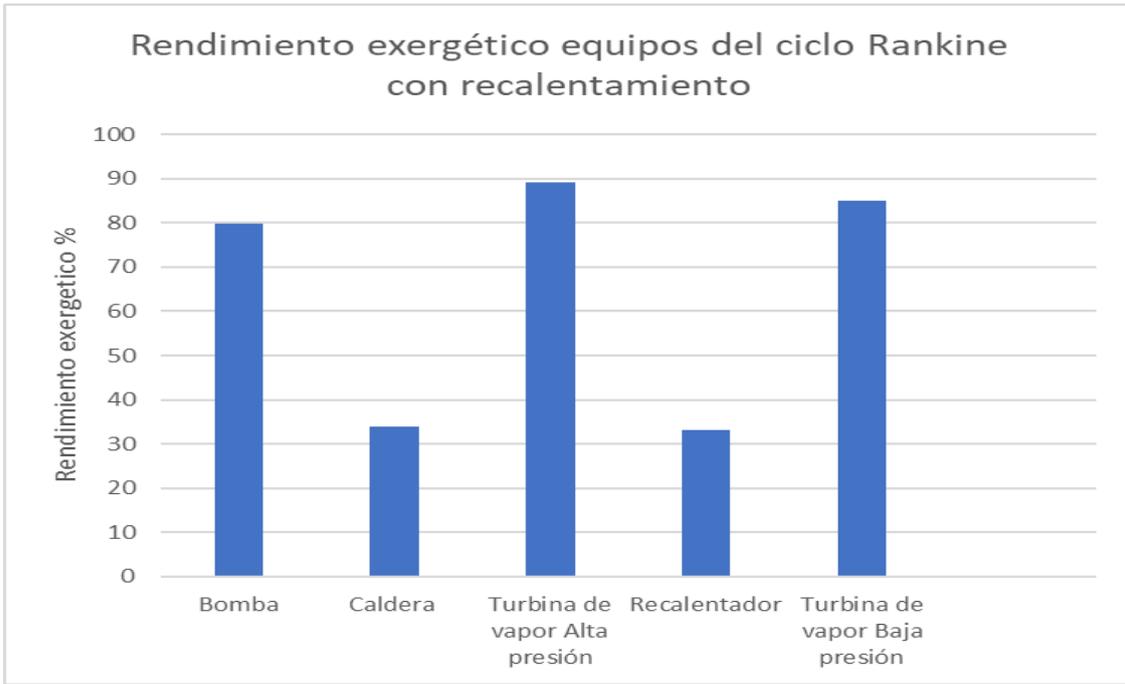


Ilustración 43. Rendimiento exergético de los equipos del ciclo Rankine con recalentamiento.

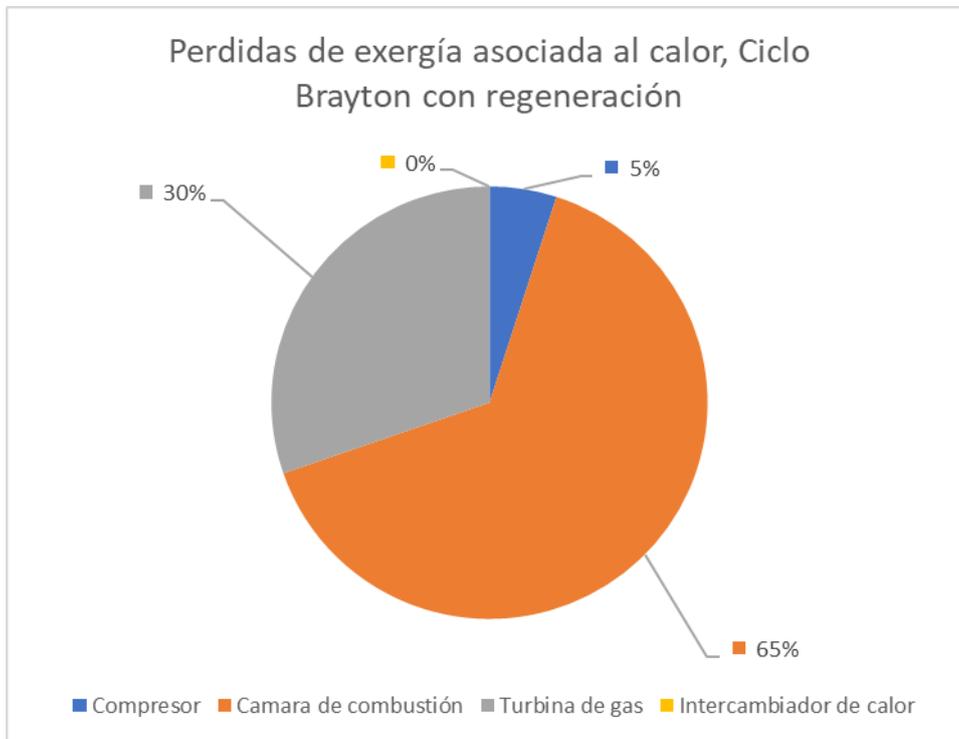


Ilustración 44. Perdidas de exergía asociada al calor, Ciclo Brayton con regeneración.

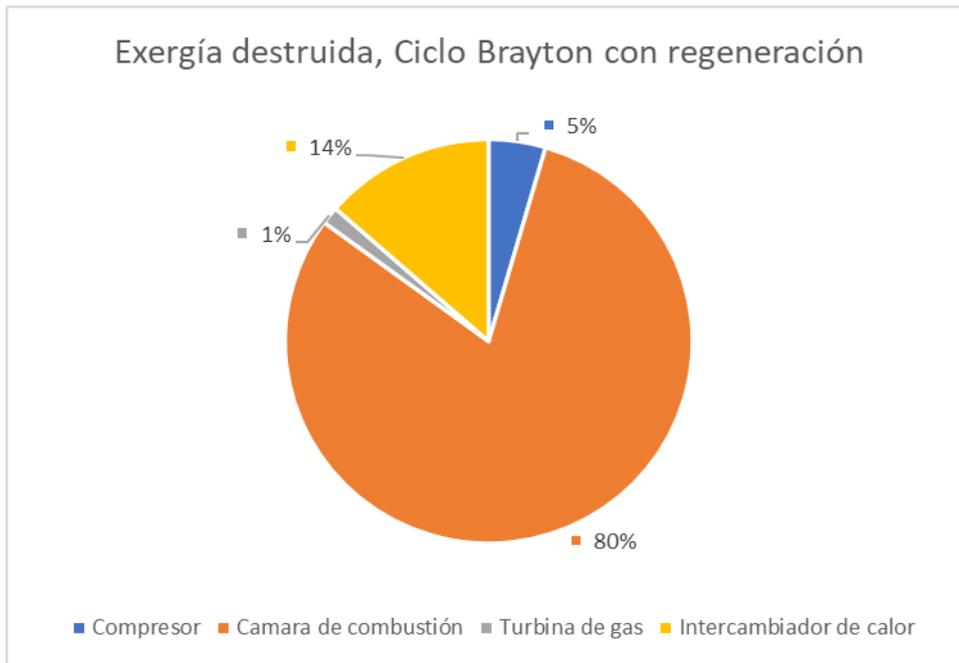


Ilustración 45. Exergía destruida, Ciclo Brayton con regeneración.

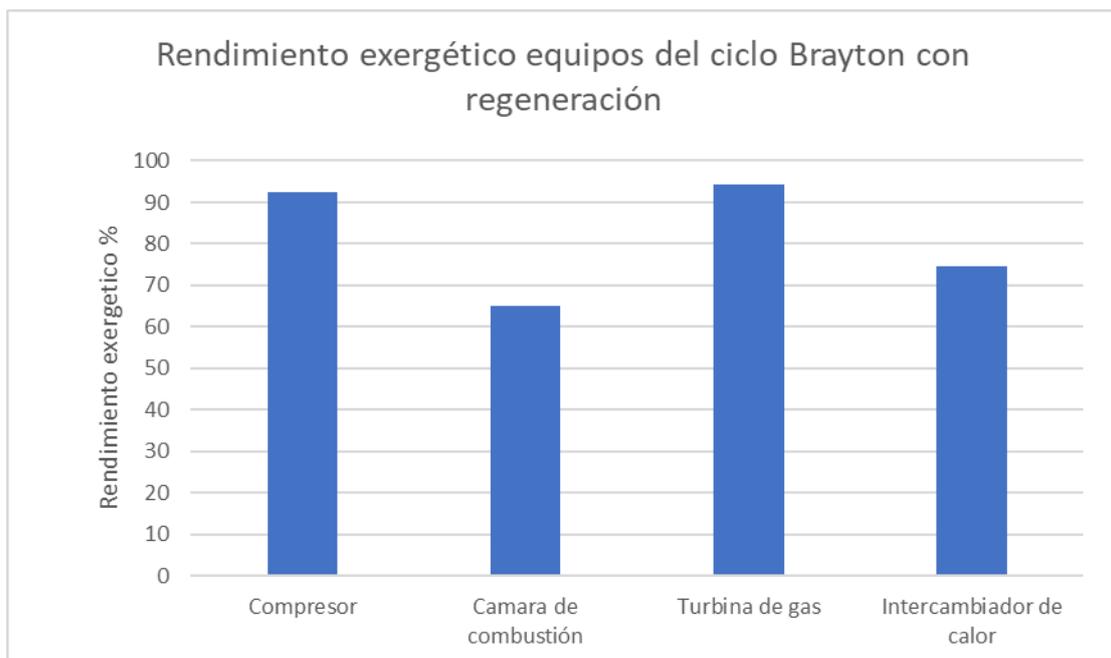
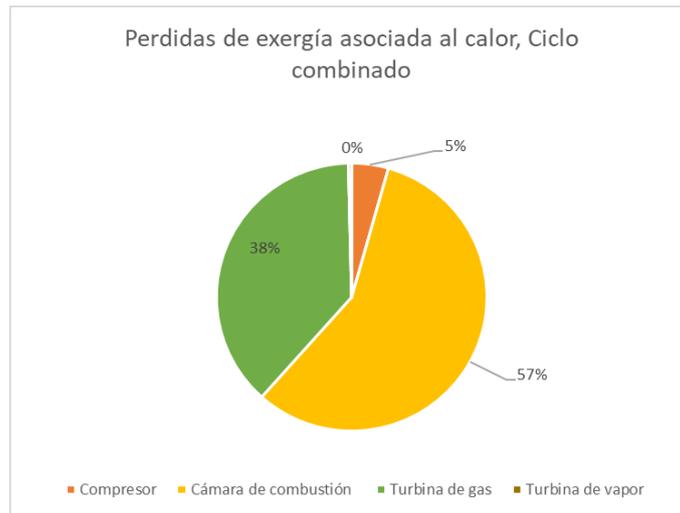


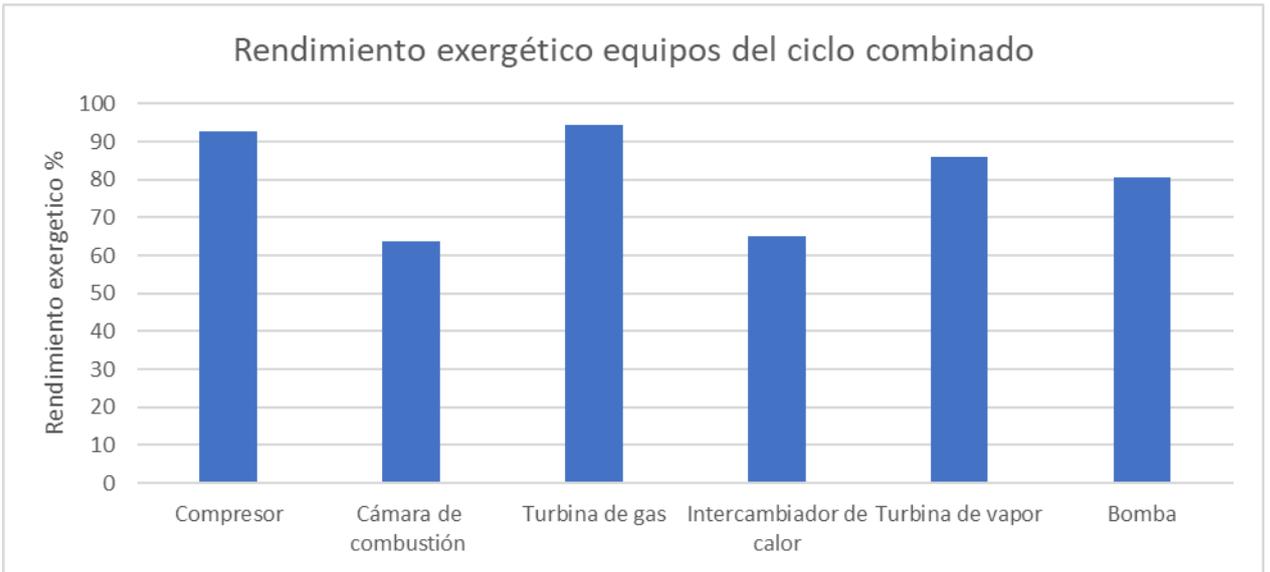
Ilustración 46. Rendimiento exergético de los equipos del ciclo Brayton con regeneración.



*Ilustración 47. Perdidas de exergía asociada al calor, Ciclo combinado.*



*Ilustración 48. Exergía destruida, Ciclo Combinado.*



*Ilustración 49. Rendimiento exergético de los equipos del ciclo combinado.*