



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Análisis y optimización de la eficiencia energética de una
central de ciclo combinado

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Martínez Sanabria, Sandra

Tutor/a: Contat Rodrigo, Laura

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023

Agradecimientos

Quiero agradecer este trabajo a mi tutora Laura Contat por su dedicación, apoyo y disponibilidad en este tiempo. Agradecer a mis amigas por su comprensión y por aconsejarme en todo lo que necesitara. Y sobre todo agradecer a mis padres y mi familia por estar ahí siempre, ayudándome y escuchándome en todo momento.

RESUMEN

Este trabajo tiene por objetivo estudiar el grado de aprovechamiento energético de una central de ciclo combinado para producción de electricidad mediante análisis exergético. Para ello, se identificarán y cuantificarán las principales pérdidas de eficiencia energética de la instalación. Así mismo, se evaluará la eficiencia de cada componente en base a su rendimiento exergético. Posteriormente, se analizará la influencia de los principales parámetros característicos de este tipo de ciclos, en su eficiencia energética: relación de compresión, exceso de aire, temperatura del vapor, presión de la caldera y presión del condensador. Finalmente, se seleccionarán las condiciones de operación que optimizan el uso eficiente de la energía en el ciclo combinado, en base a diversos criterios energéticos y exergéticos. Se estudiará la influencia de la temperatura del ambiente en la optimización de esta central térmica.

Palabras clave: eficiencia energética, ciclo combinado, exergía.

ABSTRACT

In this work, the energy efficiency of a combined cycle power plant for electricity production will be assessed by exergy analysis. The main energy efficiency losses of the plant will be identified and quantified. Additionally, the performance of each component will be evaluated based on its exergy efficiency. Subsequently, the influence of the main characteristic parameters of this type of cycle on its energy efficiency will be analysed: compression ratio, excess air, steam temperature, boiler pressure and condenser pressure. Finally, operating conditions that optimize efficient energy use in the combined cycle will be selected, based on different energy and exergy criteria. The influence of ambient temperature on the optimization of this thermal power plant will be also studied.

Keywords: energy efficiency, combined cycle, exergy.

CONTENIDO

Memoria.....	5
Presupuesto.....	88
Anexo. Relación del Proyecto con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).....	91

MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN	13
2.	OBJETIVO	19
3.	CENTRALES DE CICLO COMBINADO	20
3.1.	Características de los ciclos combinados	20
3.2.	Configuraciones de las centrales de ciclo combinado	24
3.3.	Combustibles de ciclos combinados	25
3.4.	Ciclos combinados y medioambiente	28
4.	TERMODINÁMICA DE LOS CICLOS COMBINADOS.....	31
4.1.	Turbina de Gas – Ciclo Brayton	31
4.2.	Turbina de Vapor – Ciclo Rankine	32
4.3.	Ciclo combinado	34
5.	ANÁLISIS EXERGÉTICO	37
5.1.	Exergía	37
5.2.	Balance de exergía en sistemas abiertos	39
5.3.	Balance de exergía global.....	42
5.4.	Rendimiento exergético e Irreversibilidad	43
6.	METODOLOGÍA.....	44
6.1.	Descripción de la central de ciclo combinado.....	44
6.2.	Hipótesis.....	45
6.3.	Balances de energía	46
6.3.1.	Cálculo de propiedades termodinámicas.....	46
6.3.2.	Gastos, potencia neta y rendimiento	47
6.4.	Balances de exergía.....	48
6.4.1.	Cálculo de exergías.....	48
6.4.2.	Destrucción de exergía	52
6.4.3.	Rendimiento exergético de equipos	52
6.4.4.	Balance de exergía global del ciclo combinado.....	53
7.	RESULTADOS Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO COMBINADO	55
7.1.	Análisis energético del ciclo combinado	55
7.2.	Análisis exergético del ciclo combinado.....	56
7.2.1.	Eficiencia energética de los equipos del ciclo combinado	57
7.2.2.	Eficiencia energética global del ciclo combinado.....	61

8. INFLUENCIA DE PARÁMETROS DE DISEÑO EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO COMBINADO	63
8.1. Relación de compresión	63
8.2. Exceso de aire en la combustión	66
8.3. Temperatura máxima del vapor	68
8.4. Presión de la caldera	70
8.5. Presión del condensador	72
9. OPTIMIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO COMBINADO	75
9.1. Análisis comparativo: criterios de optimización	76
9.1.1. Maximización del rendimiento exergético y del rendimiento térmico.....	77
9.1.2. Maximización de la potencia neta.....	79
9.2. Influencia de la temperatura del ambiente en la optimización	80
9.2.1. Condiciones de operación del ciclo combinado	80
9.2.2. Indicadores energéticos y exergéticos	82
10. CONCLUSIONES	83
BIBLIOGRAFÍA	85

Índice de figuras

Figura 1: Emisiones de gases de efecto invernadero por sectores en la UE (2020).....	13
Figura 2: Centrales de gas natural con mayor capacidad de Europa en 2021.....	14
Figura 3: Potencia instalada peninsular de ciclo combinado.....	15
Figura 4: Producción con ciclos combinados en el mix de generación eléctrica peninsular.....	15
Figura 5: Evolución anual de la generación de energía eléctrica peninsular por tecnologías.....	16
Figura 6: Evolución de la generación renovable y no renovable en España.....	17
Figura 7: Estructura de generación eléctrica nacional (%) en 2022.....	17
Figura 8: Central de ciclo combinado turbina de gas – turbina de vapor.....	20
Figura 9: Comparación del rendimiento global (%) de centrales de generación eléctrica.....	21
Figura 10: Emisiones específicas de CO ₂ por tipo de instalación (g/kWh).....	21
Figura 11: Caldera de recuperación.....	22
Figura 12: Evolución de la temperatura de los fluidos en la caldera de recuperación.....	23
Figura 13: Ciclo combinado multi-eje.....	24
Figura 14: Ciclo combinado mono-eje.....	25
Figura 15: Distribución porcentual de las reservas mundiales de gas natural por región.....	26
Figura 16: Importaciones en España de gas natural por áreas geográficas (2022).....	27
Figura 17: Emisiones de CO ₂ en la combustión por: (a) combustible; (b) hidrocarburo.....	29
Figura 18: Turbina de gas simple.....	31
Figura 19: Diagrama T-s del ciclo Brayton simple.....	32
Figura 20: Turbina de vapor simple.....	33
Figura 21: Diagrama T-s del ciclo Rankine simple.....	33
Figura 22: Ciclo combinado.....	34
Figura 23: Diagrama T-s de un ciclo combinado.....	35
Figura 24: Esquema del balance de exergía global.....	42
Figura 25: Instalación del ciclo combinado considerado.....	44
Figura 26: Distribución de la destrucción de exergía en el ciclo combinado.....	58
Figura 27: Distribución de la destrucción de exergía en la caldera de recuperación.....	59
Figura 28: Rendimiento exergético de los equipos del ciclo combinado.....	60

Figura 29: Rendimiento exergético de la caldera de recuperación.....	60
Figura 30: Distribución de la exergía aportada al ciclo combinado. Destrucción de exergía por irreversibilidades internas (azul) y externas (verdes).....	62
Figura 31: Destrucción de exergía en función de la relación de compresión.....	64
Figura 32: Rendimiento exergético de la caldera de recuperación en función de la relación de compresión.....	64
Figura 33: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la relación de compresión.....	65
Figura 34: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la relación de compresión.....	65
Figura 35: Destrucción de exergía en función del exceso de aire.....	66
Figura 36: Gasto de combustible en función del exceso de aire.....	67
Figura 37: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función del exceso de aire.....	67
Figura 38: Rendimiento térmico y potencia neta en función del exceso de aire.....	68
Figura 39: Destrucción de exergía en función de la temperatura máxima del vapor.....	69
Figura 40: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la temperatura máxima del vapor.....	69
Figura 41: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la temperatura máxima del vapor.....	70
Figura 42: Destrucción de exergía en función de la presión de la caldera.....	71
Figura 43: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la presión de la caldera.....	71
Figura 44: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la presión de la caldera.....	72
Figura 45: Destrucción de exergía en función de la presión del condensador.....	73
Figura 46: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la presión del condensador.....	73
Figura 47: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la presión del condensador.....	74
Figura 48: Condiciones de operación del ciclo inicial y los ciclos optimizados: (a) relación de compresión, (b) exceso de aire, (c) temperatura máxima del vapor, (d) presión de la caldera y (e) presión del condensador.....	77
Figura 49: (a) Rendimiento exergético e (b) irreversibilidad del ciclo inicial y los ciclos con eficiencia energética optimizada.....	78
Figura 50: Destrucción de exergía del ciclo inicial y los ciclos con eficiencia energética optimizada.....	78
Figura 51: (a) Rendimiento térmico y (b) potencia neta del ciclo inicial y los ciclos con eficiencia energética optimizada.....	79

Figura 52: (a) Rendimiento térmico y (b) potencia neta del ciclo inicial y los ciclos con potencia neta (Opt. 4) / irreversibilidad (Opt. 2) optimizada.....	79
Figura 53: (a) Rendimiento exergético e (b) irreversibilidad del ciclo inicial y los ciclos con potencia neta (Opt. 4) / irreversibilidad (Opt. 2) optimizada.....	80
Figura 54: Influencia de la temperatura del ambiente en las condiciones de operación del ciclo combinado optimizado: (a) relación de compresión, (b) exceso de aire, (c) temperatura máxima del vapor, (d) presión de la caldera y (e) presión del condensador.....	81
Figura 55: Influencia de la temperatura del ambiente en (a) el rendimiento exergético y la irreversibilidad, y (b) el rendimiento térmico y la potencia del ciclo combinado optimizado.....	82

Índice de tablas

Tabla 1: Evolución de la potencia instalada de energía eléctrica (MW) en España.....	18
Tabla 2: Composición del gas natural.....	25
Tabla 3: Propiedades químicas del gas natural.....	26
Tabla 4: Condiciones de operación del ciclo combinado.....	44
Tabla 5: Rendimiento isoentrópico de los equipos del ciclo combinado.....	45
Tabla 6: Composición del aire tomado como ambiente.....	45
Tabla 7: Datos del combustible y la reacción de combustión.....	45
Tabla 8: Cálculo de las propiedades termodinámicas en el ciclo turbina de gas.....	46
Tabla 9: Cálculo de las propiedades termodinámicas en el ciclo turbina de vapor.....	47
Tabla 10: Balances de energía en el ciclo combinado.....	47
Tabla 11: Cálculo de los gastos másicos del ciclo combinado.....	48
Tabla 12: Cálculo de la potencia neta y el rendimiento térmico de los ciclos.....	48
Tabla 13: Exergía química estándar de los componentes del aire (1 bar; 298,15 K).....	50
Tabla 14: Cálculo de exergías en el ciclo turbina de gas.....	51
Tabla 15: Cálculo de exergías en el ciclo turbina de vapor.....	52
Tabla 16: Cálculo de la exergía destruida en el ciclo combinado.....	52
Tabla 17: Cálculo del rendimiento exergético de los equipos del ciclo combinado.....	53
Tabla 18: Cálculo del balance de exergía global del ciclo combinado.....	54
Tabla 19: Propiedades termodinámicas del aire, los gases quemados y el combustible.....	55
Tabla 20: Propiedades termodinámicas del agua/vapor y el agua de refrigeración.....	55
Tabla 21: Gastos másicos del combustible, los gases quemados y el agua de refrigeración.....	56
Tabla 22: Potencia neta y rendimiento térmico de los ciclos.....	56
Tabla 23: Exergías del aire, los gases quemados y el combustible.....	56
Tabla 24: Exergías del agua/vapor y el agua de refrigeración.....	57
Tabla 25: Exergía destruida en los equipos del ciclo combinado.....	57
Tabla 26: Exergía destruida en la caldera de recuperación.....	58
Tabla 27: Intercambios de calor en la caldera de recuperación.....	59
Tabla 28: Balance de exergía global del ciclo combinado.....	61

Tabla 29: Rendimiento exergético e irreversibilidad del ciclo combinado.....	61
Tabla 30: Restricciones para la optimización del ciclo combinado.....	75
Tabla 31: Criterios para la optimización del ciclo combinado.....	75
Tabla 32: Condiciones de operación del ciclo inicial y los ciclos optimizados.....	76
Tabla 33: Condiciones de operación del ciclo combinado optimizado en función de la temperatura del ambiente.....	81
Tabla 34: Parámetros energéticos y exergéticos del ciclo combinado optimizado en función de la temperatura del ambiente.....	82

1. INTRODUCCIÓN

Desde finales del siglo XX, se ha producido un gran cambio en las condiciones y fundamentos que rigen la generación de energía eléctrica. La liberación de los mercados eléctricos y el cambio climático, así como el aumento de la preocupación medioambiental, son las causas que han provocado dichos cambios.

Esta preocupación por el cambio climático y el desarrollo sostenible se ha visto plasmada en iniciativas como la Cumbre de Río de Janeiro (1992) y el protocolo de Kyoto (1997). Posteriormente, se han realizado más cumbres del clima, como la de París 2015, Madrid 2019, Glasgow 2021 y, la más actual, Egipto 2022. En estas cumbres se pretende llegar a acuerdos con los países más desarrollados para reducir las emisiones, de forma que el aumento de la temperatura media de la Tierra no llegue a 1,5°C. Actualmente, ese ascenso se encuentra en 1,1°C y no se ha conseguido llegar a un compromiso claro para reducir estas emisiones [1].

En Europa, se ha alcanzado un acuerdo en el que se ha desarrollado el Green Deal (Pacto Verde Europeo), el cual engloba aspectos sobre el clima, energía, transporte y fiscalidad, a fin de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero al menos un 55% para 2030, en comparación con los niveles de 1990 [2]. En cuanto a la energía, este pacto se centra en la descarbonización del sistema energético de la Unión Europea, ya que la producción y el uso de energía a partir de procesos de combustión constituyen la principal fuente de emisiones de efecto invernadero de la UE (Figura 1) [3]. Para ello, se proponen diversos objetivos como construir sistemas de energía interconectados y fomentar la eficiencia energética, entre otros.

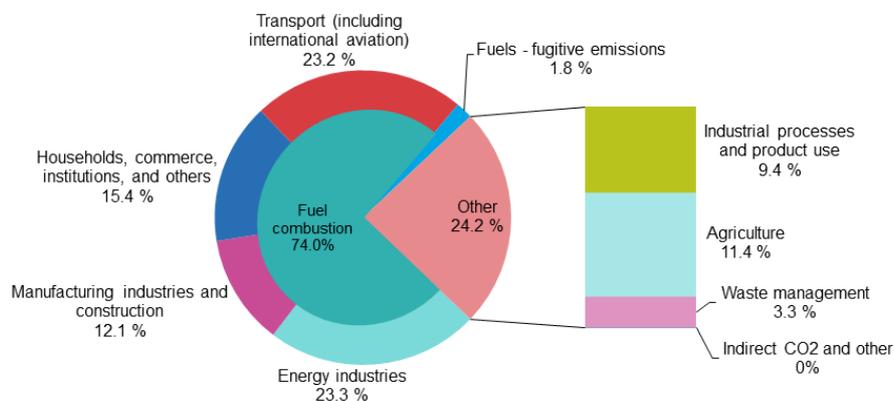


Figura 1: Emisiones de gases de efecto invernadero por sectores en la UE (2020).

Fuente: EEA [3]

Estos compromisos internacionales derivados de la preocupación por el cambio climático han provocado un gran auge de la generación de energía eléctrica con fuentes renovables, y ha afianzado las instalaciones de alta eficiencia energética y bajas emisiones contaminantes basadas en combustibles fósiles, donde las centrales de ciclo combinado tienen gran relevancia.

Los **ciclos combinados** son una tecnología que se caracteriza por su alta eficiencia, flexibilidad, gran producción y rápida reacción a los picos de demanda de energía eléctrica. Además, poseen una buena rentabilidad, debido a su bajo coste de inversión por MW instalado y a que los periodos de construcción suelen ser cortos. Estas ventajas, unidas a su menor impacto

ambiental, han hecho que los proyectos de generación eléctrica basados en ciclos combinados hayan experimentado un gran auge en todo el mundo [4].

En **Europa**, la implantación de los ciclos combinados comenzó en 1995, y en la actualidad representa en torno al 20% [5] de la capacidad total de generación eléctrica de la Unión Europea. Las mayores plantas de generación eléctrica basadas en esta tecnología se encuentran en Italia, Reino Unido, Holanda y España (Figura 2). Se prevé que las centrales térmicas de ciclo combinado continúen teniendo un peso importante en Europa en el futuro, debido a la rápida industrialización que se está experimentando en algunas zonas del continente [6].

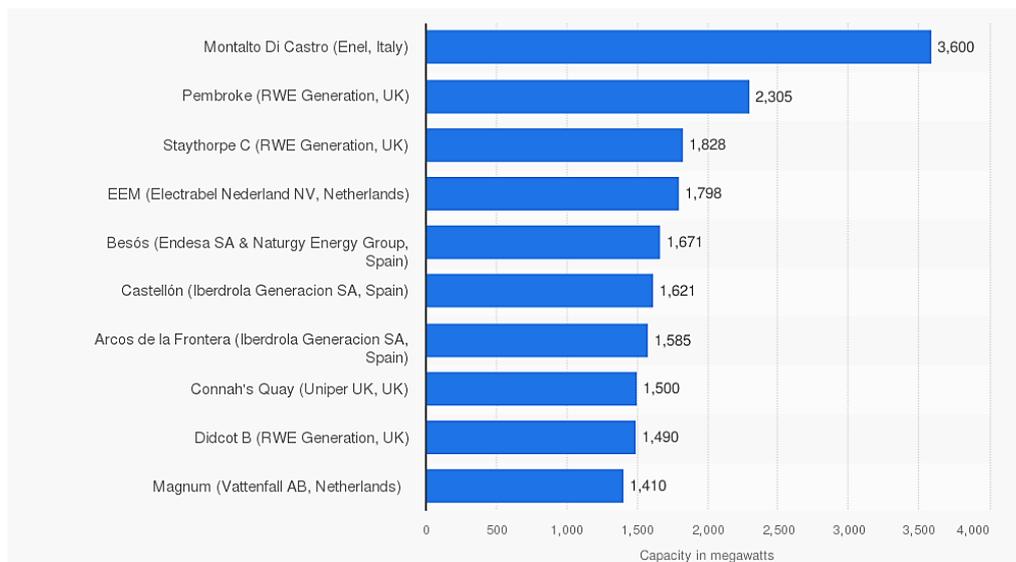


Figura 2: Centrales de gas natural con mayor capacidad de Europa en 2021.

Fuente: Global Energy Monitor [7]

En **España**, la primera central de ciclo combinado que se inauguró fue la central de San Roque (Cádiz) con una potencia de 850 MW. A partir de su puesta en funcionamiento en el año 2002, las centrales de ciclo combinado experimentaron un gran auge (Figura 3) [8]. Ese mismo año, entraron en funcionamiento las seis primeras centrales de ciclo combinado en España, con una capacidad de generación total de 2619 MW. En 2003, la potencia instalada se incrementó un 57% hasta alcanzar 4.123 MW, cifra que prácticamente se duplicó el año siguiente hasta situarse en 8.062 MW. En 2005, entraron en servicio 8 nuevas centrales de ciclo combinado, y en 2006 otras 6 centrales más. En el año 2007, se produjo el mayor aumento de potencia instalada procedente de esta tecnología, con 11 nuevos ciclos combinados, alcanzándose una potencia total acumulada de 20.672 MW. Durante la crisis económica que se extendió a partir de 2008 y se prolongó hasta 2012, el ritmo de crecimiento se frenó. En 2012, España contaba con una potencia instalada peninsular de 24.948 MW. Desde ese año, la potencia vinculada a centrales de ciclo combinado se ha estabilizado, e incluso se ha reducido ligeramente, debido al cierre de la central de Tarragona. En la actualidad, hay 103 unidades de producción de ciclo combinado en España [9], con una capacidad de producción de 24.562 MW en la Península, 823 MW en Baleares y 865 MW en Canarias. La mayoría de estas centrales están ubicadas en la provincia de Cádiz, la región de Murcia o la provincia de Castellón.

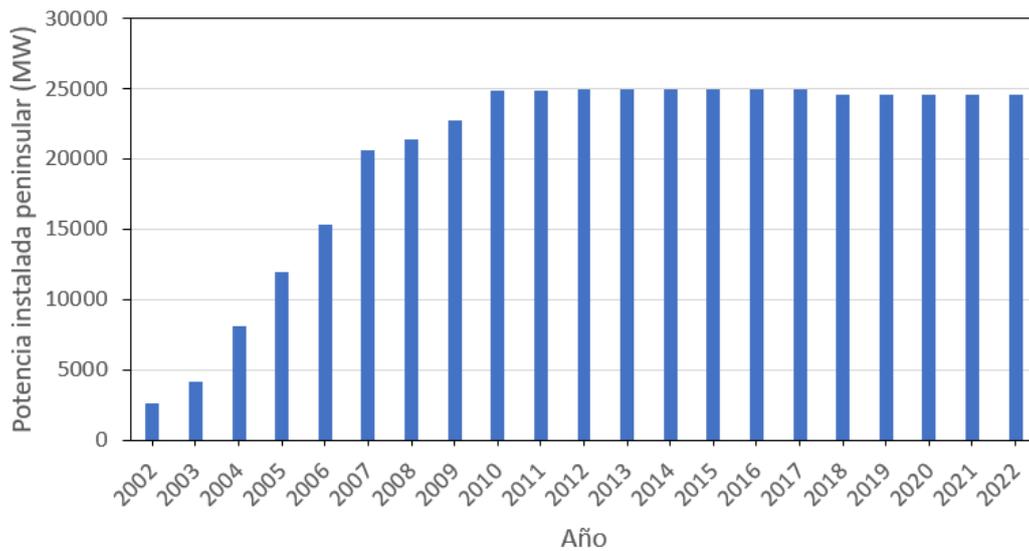


Figura 3: Potencia instalada peninsular de ciclo combinado.

Fuente: REE. RedData. Generación

A partir de su entrada en funcionamiento, el peso de las centrales de ciclo combinado en el mix de generación eléctrica en España experimentó un gran crecimiento durante varios años consecutivos (Figura 4). En 2005, ya representaba el 18,9% de la demanda eléctrica, y en 2008 alcanzó un máximo de 31,8%. Tras estos años de progresivo aumento, en 2009 se produjo una disminución de la producción de los ciclos combinados, debido al descenso del consumo eléctrico como consecuencia de la crisis económica. Durante los siguientes años, la generación de energía eléctrica con ciclos combinados continuó disminuyendo hasta alcanzar un mínimo de 8,3% en 2014, aunque durante todo ese tiempo, mantuvo una posición relevante en la estructura de producción energética [8].

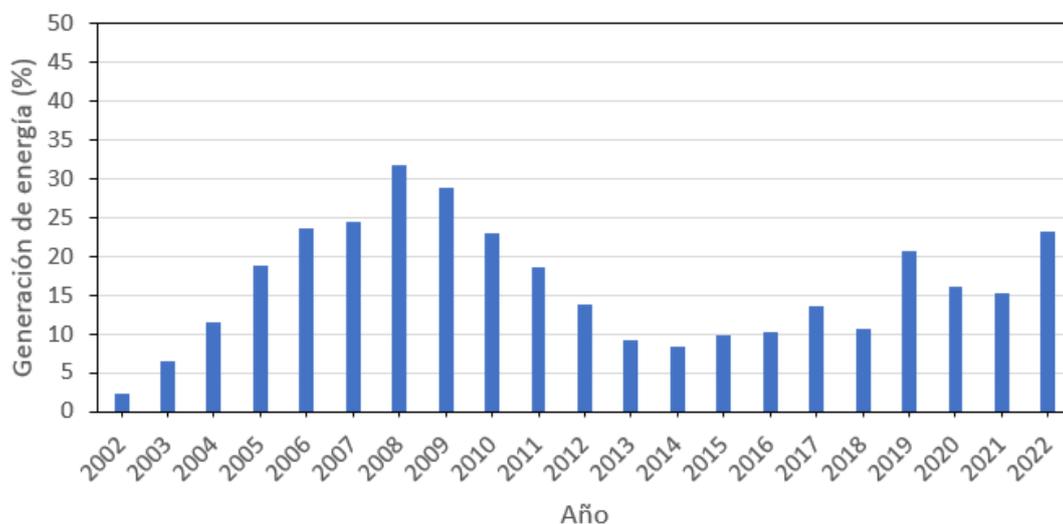


Figura 4: Producción con ciclos combinados en el mix de generación eléctrica peninsular.

Fuente: REE. RedData. Generación

A partir de 2015, se rompió esa tendencia, y la producción de los ciclos combinados experimentó crecimientos anuales hasta 2018. Ese año, la producción de energía eléctrica procedente de ciclos combinados en España fue muy inferior a su capacidad debido a los elevados precios del gas natural y el alto coste de los derechos de emisión de CO₂ en el mercado [8]. Sin embargo, en 2019, el proceso de cierre de las centrales de carbón supuso una notable reducción de su aportación al mix eléctrico, que se compensó de manera equivalente con una mayor operación de las centrales de ciclo combinado [8], que pasaron a ocupar la tercera posición en la generación eléctrica peninsular (Figura 5). En 2020 y 2021, en el contexto de la epidemia de COVID-19, la producción de los ciclos combinados se redujo un 25%, aunque mantuvo su posición en el mix de generación. En 2022, la generación de los ciclos combinados aumentó un 61,1%, convirtiéndose en la primera tecnología de producción eléctrica peninsular [10].

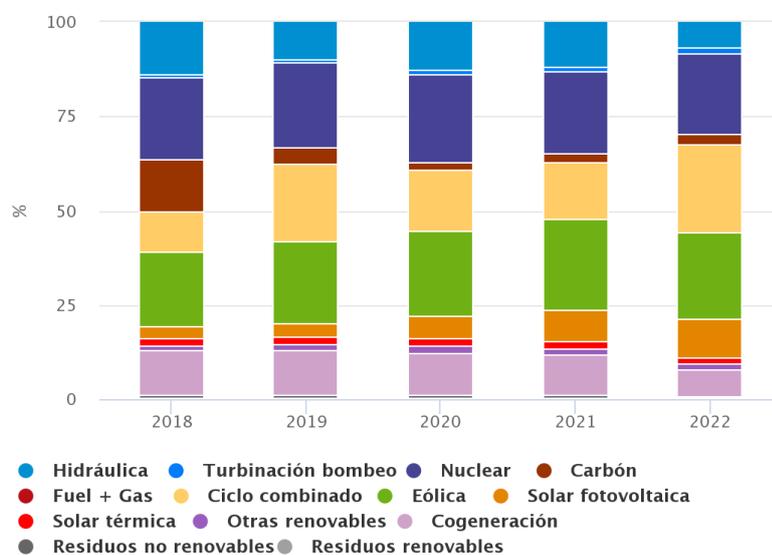


Figura 5: Evolución anual de la generación de energía eléctrica peninsular por tecnologías.

Fuente: REE [11]

Actualmente, en España, el uso de combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica sigue siendo mayoritario, a pesar del auge de las tecnologías renovables en esta última década (Figura 6). En 2022, la contribución de las energías renovables a la generación eléctrica nacional fue del 42,2%, mientras que los combustibles fósiles contribuyeron con el 57,8% restante. Esto supone una reducción del 4,0% respecto al año anterior, cuando las renovables registraron el máximo histórico con un peso del 46,7% en el mix energético nacional. Esta menor participación de la generación renovable en 2022 se debe principalmente al fuerte descenso de la producción hidráulica, que ha llegado a valores mínimos históricos (6.5%) (Figura 7) [12]. Como contrapartida, la producción no renovable en el sistema eléctrico español en 2022 se incrementó un 15,3% respecto al año anterior [10].

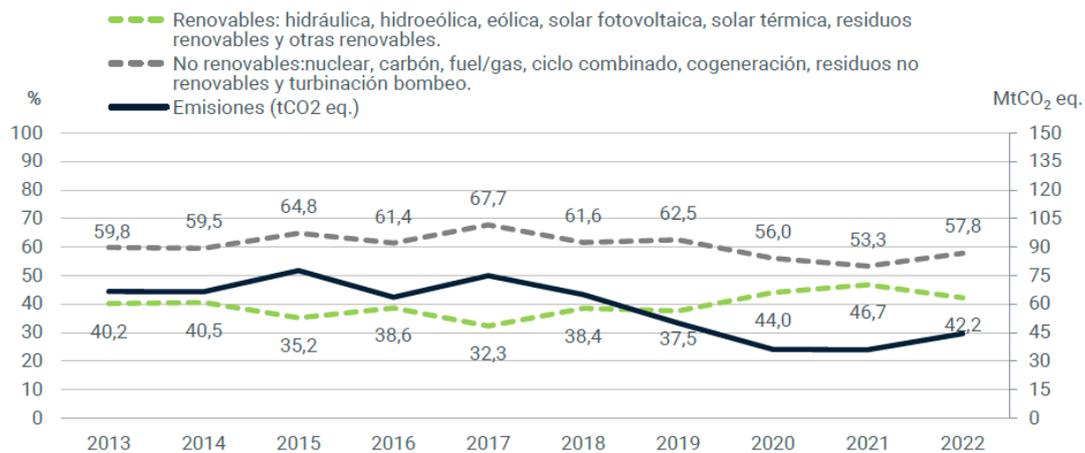
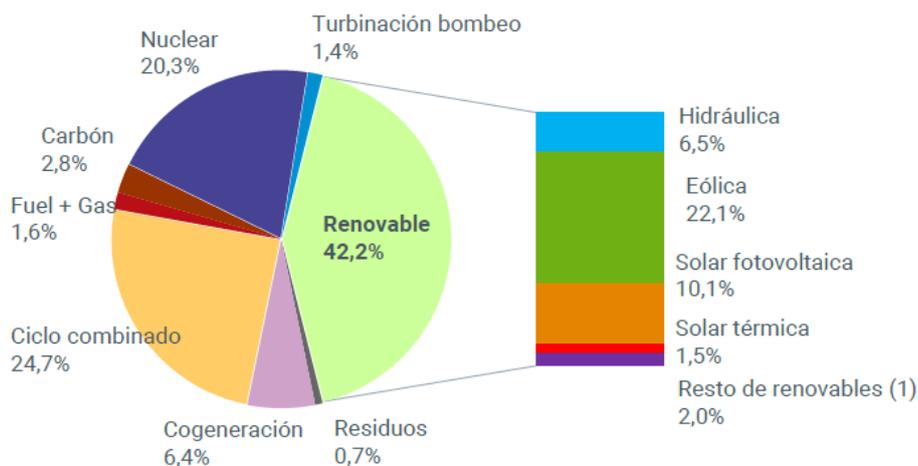


Figura 6: Evolución de la generación renovable y no renovable en España.

Fuente: REE [12]

Durante 2022, se ha producido un incremento de las emisiones de CO₂ equivalente asociadas a la generación eléctrica nacional, alcanzando 44,4 millones de toneladas, un 23,8 % más que en 2021, pero un 60,0 % menos que las emisiones contabilizadas en 2017 (Figura 6) [12].



(1) Incluye biogás, biomasa, geotérmica, hidráulica marina, hidroeléctrica y residuos renovables.

Figura 7: Estructura de generación eléctrica nacional (%) en 2022.

Fuente: REE [12]

De acuerdo con este escenario, en el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) [13] se prevé que, en los próximos años, los ciclos combinados tengan un importante papel como tecnología de transición energética, especialmente en la seguridad del suministro eléctrico como sistema de generación flexible y de respaldo, ante el incremento previsto de las energías renovables en el mix energético [8]. En concreto, el PNIEC prevé para el año 2030 una potencia instalada en el sector eléctrico de 157 GW, de los cuales 27 GW se producirían a partir de ciclos combinados (Tabla 1).

Tabla 1: Evolución de la potencia instalada de energía eléctrica (MW) en España.
Fuente: *Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico* [14]

Parque de generación del Escenario Objetivo (MW)				
Año	2015	2020	2025	2030
Eólica	22.925	27.968	40.258	50.258
Solar fotovoltaica	4.854	8.409	23.404	36.882
Solar termoeléctrica	2.300	2.303	4.803	7.303
Hidráulica	14.104	14.109	14.359	14.609
Bombeo Mixto	2.687	2.687	2.687	2.687
Bombeo Puro	3.337	3.337	4.212	6.837
Biogás	223	235	235	235
Geotérmica	0	0	15	30
Energías del mar	0	0	25	50
Biomasa	677	877	1.077	1.677
Carbón	11.311	10.524	4.532	0-1.300
Ciclo combinado	27.531	27.146	27.146	27.146
Cogeneración carbón	44	44	0	0
Cogeneración gas	4.055	4.001	3.373	3.000
Cogeneración productos petrolíferos	585	570	400	230
Fuel/Gas	2.790	2.790	2.441	2.093
Cogeneración renovable	535	491	491	491
Cogeneración con residuos	30	28	28	24
Residuos sólidos urbanos	234	234	234	234
Nuclear	7.399	7.399	7.399	3.181
Total	105.621	113.151	137.117	156.965

2. OBJETIVO

El **objetivo principal** de este proyecto es realizar un estudio de eficiencia energética de una central de ciclo combinado para producción de electricidad mediante análisis exergético, con el fin de establecer las condiciones de funcionamiento que optimicen su grado de aprovechamiento energético.

Para ello, se plantean los siguientes **objetivos específicos**:

- Identificar y cuantificar las principales pérdidas de eficiencia energética de la instalación.
- Evaluar la eficiencia de cada componente de la central en base a su rendimiento exergético.
- Analizar la influencia de los principales parámetros característicos del ciclo en su eficiencia energética: relación de compresión, exceso de aire, temperatura máxima del vapor, presión de la caldera y presión del condensador.
- Determinar las condiciones de operación que optimizan el ciclo combinado, tanto en base a criterios energéticos como exergéticos.
- Estudiar la influencia de la temperatura del ambiente en la optimización del ciclo combinado.

3. CENTRALES DE CICLO COMBINADO

3.1. Características de los ciclos combinados

Un ciclo combinado es la combinación de dos ciclos de potencia de manera que el calor cedido por uno de ellos se utilice como calor absorbido por el otro ciclo. La opción más habitual es combinar un ciclo turbina de gas y un ciclo turbina de vapor (Figura 8). En ese caso, el ciclo combinado surge de la necesidad de mejorar el rendimiento del ciclo turbina de gas, aprovechando el elevado contenido energético que tienen los gases de escape de la turbina. Estos gases a elevada temperatura pueden aprovecharse en la regeneración para precalentar el aire a la entrada de la cámara de combustión, o bien en un ciclo combinado, para que aporten el calor necesario a un ciclo turbina de vapor.

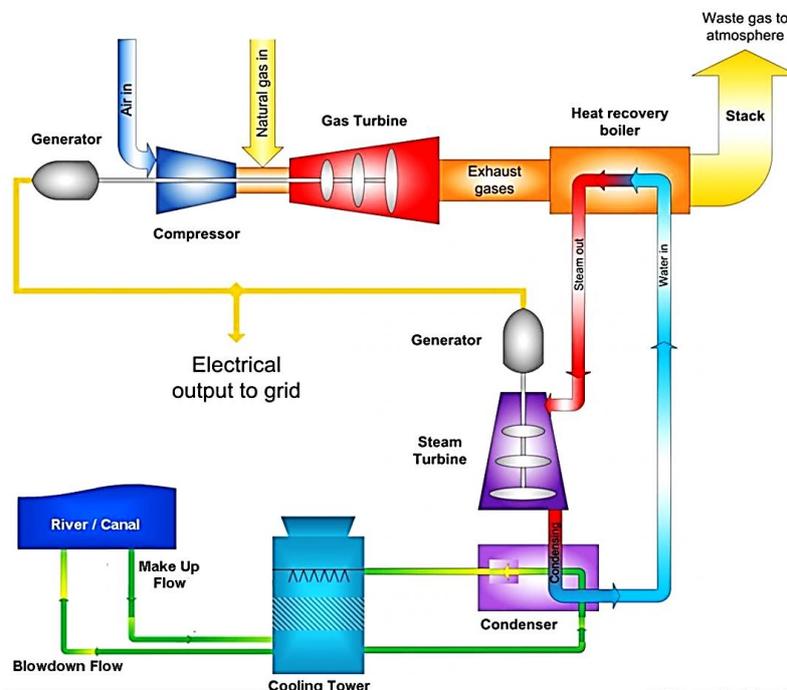


Figura 8: Central de ciclo combinado turbina de gas – turbina de vapor
Fuente: Knottingly Power Limited

El elemento de unión entre ambos ciclos es una caldera de recuperación. En la caldera de recuperación es dónde se utiliza el calor residual de los gases de escape de la turbina de gas, para producir el vapor necesario para el ciclo turbina de vapor.

Esta combinación de ciclos permite alcanzar **rendimientos** térmicos más altos que los generados por cada ciclo por separado. Así, las centrales de ciclo combinado se caracterizan por tener un elevado rendimiento, con valores en torno al 50 - 60% (Figura 9), por lo que se reduce el consumo de energía primaria respecto a cualquier otra central térmica convencional [15] [16]. Así, una central de ciclo combinado necesita quemar menos combustible para producir una misma cantidad de electricidad que una central térmica convencional.

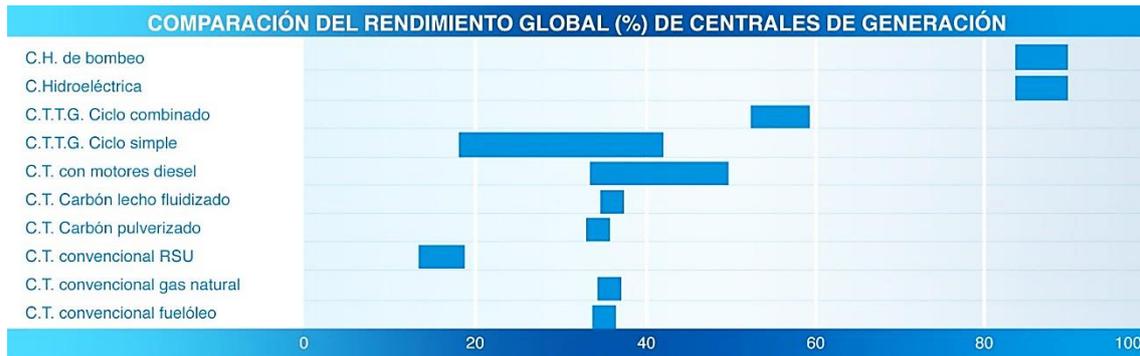


Figura 9: Comparación del rendimiento global (%) de centrales de generación eléctrica.
Fuente: BBE [16]

Esto conlleva además una notable mejora respecto a las tecnologías térmicas convencionales, en términos de emisiones de CO₂/kWh, suponiendo una reducción de hasta el 70% en comparación con las centrales de carbón y de un 50% respecto a las centrales térmicas de fuel-oil (Figura 10) [17].

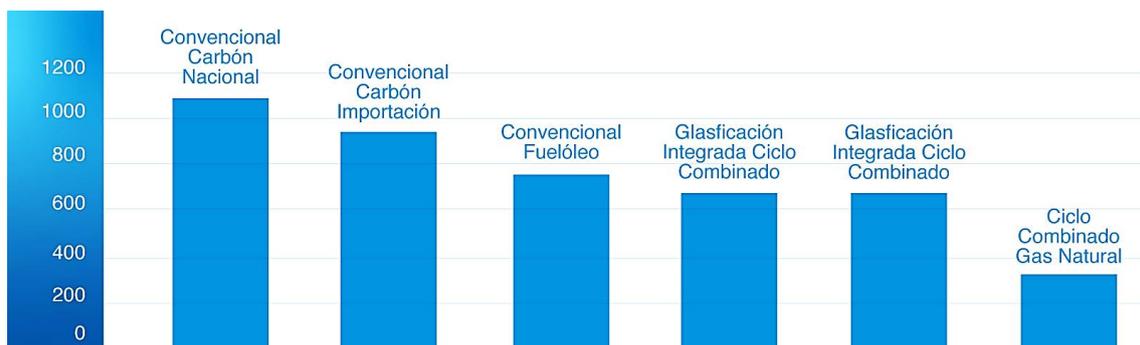


Figura 10: Emisiones específicas de CO₂ por tipo de instalación (g/kWh).
Fuente: BBE [16]

En cuanto a la **potencia** del ciclo combinado, al unificar dos instalaciones, la potencia total obtenida es mayor que la de cada una por separado, siendo la potencia generada superior a 500MW con configuraciones multi-eje [18].

Además, las centrales de ciclo combinado se caracterizan por su mayor **flexibilidad** en comparación con los ciclos convencionales, ya que pueden operar a plena carga o a cargas parciales, hasta un mínimo de aproximadamente el 45% de la potencia máxima [17]. Debido a sus características técnicas, pueden adaptarse convenientemente a las necesidades de mercado: los tiempos de arranque a máquina parada son cortos, y pueden realizar subidas y bajadas rápidas de carga. También aportan flexibilidad al sistema de cara a la incorporación de energías renovables, sobre todo eólica, al absorber gran parte de la variabilidad de ésta. En definitiva, los ciclos combinados facilitan la integración de energías renovables intermitentes en el mix energético [15].

- **Caldera de recuperación**

La caldera de recuperación en un ciclo combinado es el elemento que aprovecha la energía de los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor, que posteriormente puede emplearse en el ciclo turbina de vapor para la producción de electricidad. El diseño de la caldera de recuperación se puede optimizar junto con el de la turbina de vapor para poder recuperar la mayor cantidad de energía posible de los gases de escape de la turbina de gas.

La caldera de recuperación consta de un calderín y tres serpentines: economizador, haces vaporizadores y sobrecalentador (Figura 11).

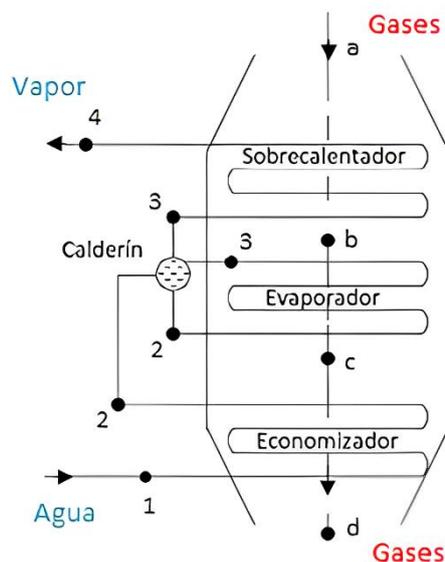


Figura 11: Caldera de recuperación

En el economizador, el agua de alimentación se precalienta hasta saturación. En los haces vaporizadores, se aprovecha el calor de los gases de escape de media temperatura para realizar el cambio de fase a la presión correspondiente. El sobrecalentador es el elemento que más cerca está de la entrada de los gases de combustión. Su función es sobrecalentar el vapor antes de su entrada a la turbina de vapor. El calderín contiene el líquido saturado que alimenta los haces vaporizadores y el vapor saturado que alimenta el sobrecalentador.

La caldera de recuperación posee un límite de operación, llamado **punto de pinzamiento** (*pinch point*). Este punto está controlado por la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida de los haces vaporizadores (punto c) y la temperatura de saturación del agua a la salida del economizador (punto 2) (Figura 12). Dicho límite de operación se produce cuando se anula la diferencia de temperaturas entre los fluidos que intercambian calor. El punto de pinzamiento es un parámetro muy importante en el diseño de una caldera de recuperación. Cuanto menor sea su valor, mayor será el aprovechamiento de energía en la caldera, y por tanto mejor será el rendimiento del ciclo combinado. Sin embargo, el área de intercambio de calor aumentará, así como el coste asociado a la caldera.

En una caldera de recuperación, también se debe tener en cuenta la diferencia entre la temperatura de entrada de los gases a la caldera (punto a) y la temperatura de salida del vapor

sobrecalentado producido en la caldera (punto 4) (*superheat approach difference*) (Figura 12). Tanto el rendimiento como el coste de la caldera dependen de forma significativa de esta diferencia de temperaturas.

Otro límite de operación de la caldera de recuperación está definido por la temperatura de salida de los gases de la caldera de recuperación (*stack temperature*). Esta temperatura (punto d) debe tener un valor superior al de la temperatura de entrada del agua a la caldera (punto 1), para que pueda producirse el intercambio de calor entre ambos fluidos (Figura 12). Al mismo tiempo, esta temperatura debe minimizarse todo lo posible, para optimizar la recuperación del calor.

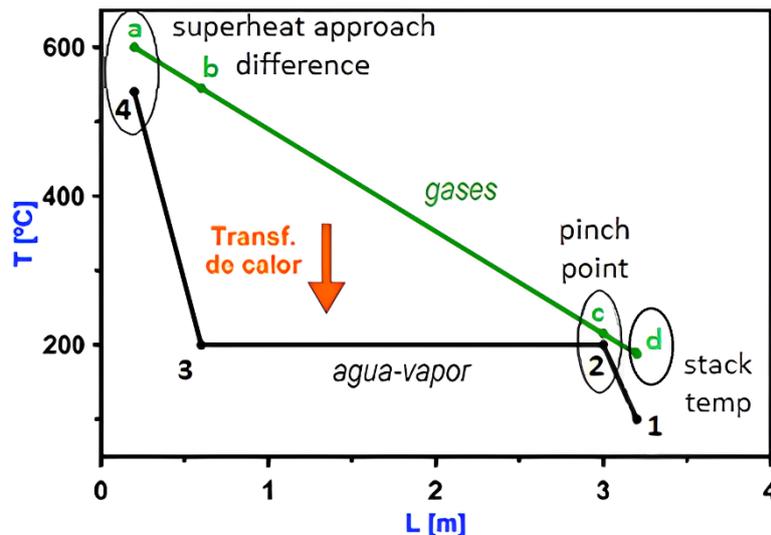


Figura 12: Evolución de la temperatura de los fluidos en la caldera de recuperación

Una solución para reducir pérdidas de energía y mejorar el rendimiento puede ser utilizar una **caldera multipresión**, que opera con varios niveles de presión. En ese caso, cada nivel de presión debe contar con un calderín y tres serpentines, lo que implica una mayor complejidad de diseño y un encarecimiento de la instalación. Por esta razón, lo más habitual suele ser emplear 2 o 3 niveles de presión.

- **Circuito de refrigeración**

En cualquier motor térmico, la energía térmica que no es transformada en energía eléctrica, debe cederse a un foco frío. En las centrales de ciclo combinado, esa etapa de cesión de calor se lleva a cabo en un condensador, con agua de refrigeración que circula en circuito abierto o en circuito cerrado.

En el **circuito abierto**, la refrigeración se realiza con agua proveniente de un río, un lago o el mar que, a su paso por el condensador, absorbe el calor cedido por el vapor procedente de la turbina. El agua de refrigeración se devuelve posteriormente al medio ambiente tras sufrir un salto térmico, que debe controlarse para no resultar perjudicial para los ecosistemas ubicados alrededor de la central. Con el fin de minimizar este impacto medioambiental, se suele limitar el salto térmico del agua a 30°C como máximo. Este tipo de refrigeración es sencillo, barato y

además permite alcanzar una menor temperatura en el condensador. En España, su uso está limitado a las centrales ubicadas en zonas costeras.

La refrigeración en **circuito cerrado**, basada en torres de refrigeración, es la más utilizada en centrales de ciclo combinado. Tras su paso por el condensador, el agua caliente de refrigeración se hace circular por una torre de refrigeración, donde se produce su enfriamiento evaporativo al entrar en contacto con aire seco alimentado a la torre. Debido a la evaporación de parte del agua, es necesario reponer agua continuamente para mantener un nivel adecuado. Por otra parte, esta evaporación conlleva un aumento de la salinidad del agua de refrigeración que, sin una purga adecuada, continuaría aumentando. Esta agua purgada debe tratarse para minimizar su impacto medioambiental.

3.2. Configuraciones de las centrales de ciclo combinado

En una central de ciclo combinado, se pueden utilizar varias soluciones constructivas según la disposición relativa de sus ejes: configuración multi-eje o configuración mono-eje.

La **configuración multi-eje** es la más utilizada, principalmente en centrales grandes con potencia elevada. En este caso cada turbina de vapor y cada turbina de gas cuenta con su propio generador (Figura 13).

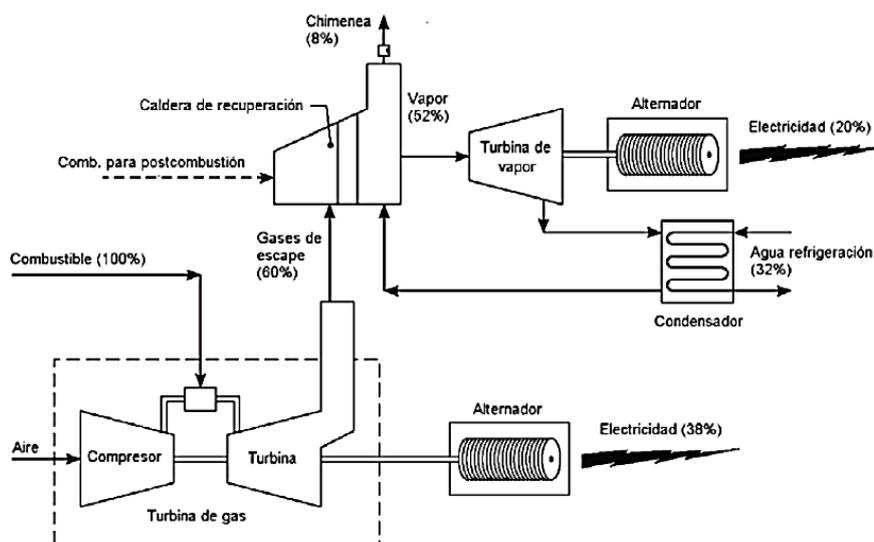


Figura 13: Ciclo combinado multi-eje.

Fuente: Serrano Cruz, J.R. [18]

En la **configuración mono-eje** la turbina de vapor y la turbina de gas comparten un mismo eje, accionando un generador común (Figura 14). Esta configuración se utiliza en instalaciones de menor potencia debido a su simplicidad constructiva. Además, posee mayor flexibilidad para funcionamiento a carga parcial, ya que cada grupo es independiente y el tiempo de arranque de la instalación es menor.

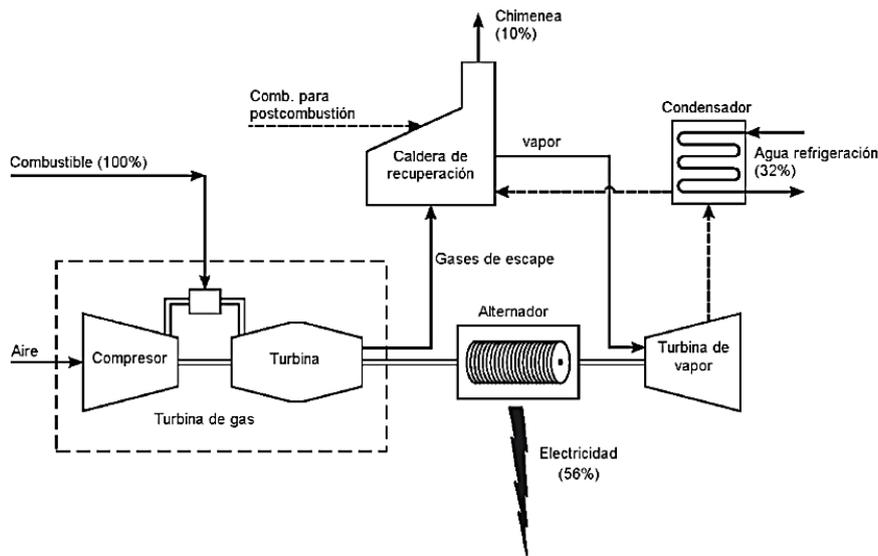


Figura 14: Ciclo combinado mono-eje.

Fuente: Serrano Cruz, J.R. [18]

Otras soluciones constructivas consisten en variar el número de turbinas de gas y calderas de recuperación por turbina de vapor. Las más comunes son 1x1 (una turbina de gas que alimenta a una caldera de recuperación por una turbina de vapor) o 2x1 (dos turbinas de gas que alimentan cada una a su respectiva caldera de recuperación por una turbina de vapor). Las ventajas de una instalación con configuración 2x1 son un menor coste de inversión que dos instalaciones mono-eje de la misma potencia, mayor flexibilidad de operación y mayor rendimiento a cargas parciales.

3.3. Combustibles de ciclos combinados

a) Gas natural

La mayoría de las centrales de ciclo combinado operan con gas natural. El **gas natural** es una mezcla de gases que está compuesta mayoritariamente por un hidrocarburo, el metano (CH_4) (Tabla 2).

Tabla 2: Composición del gas natural [19]

Componente	Fracción volumétrica (%)
Metano (CH_4)	98,57
Etano (C_2H_6)	0,63
Propano (C_3H_8)	0,10
Butano (C_4H_{10})	0,05
Pentano (C_5H_{12})	0,04
Nitrógeno (N_2)	0,60
Dióxido de carbono (CO_2)	0,01

El gas natural es inodoro e incoloro, por tanto, para poder detectarlo en caso de fuga, se le debe añadir un odorífico. Además, es menos denso que el aire (Tabla 3), de forma que, en el caso de producirse una fuga o emisión, ésta se disparará rápidamente a las capas superiores de la atmósfera.

Tabla 3: Propiedades químicas del gas natural [20]

Temperatura de ebullición a 1 atm (°C)	-160,0
Temperatura de fusión (°C)	-180,0
Densidad relativa de los vapores a 15,5°C (kg/m ³)	0,610
Densidad relativa del líquido a 0-4°C (kg/m ³)	0,554
Solubilidad en agua a 20°C	Ligeramente soluble (de 0,1 a 1,0%)

Los yacimientos de gas natural suelen encontrarse a gran profundidad en el subsuelo, bien en tierra o bajo el mar. En esos yacimientos, el gas natural puede estar en estado “libre” o “asociado” con hidrocarburos u otros gases. El gas natural también puede hallarse en capas más superficiales, asociado al carbón. Las reservas de gas natural se ubican en su mayoría en Oriente Medio y en la región de Europa-Eurasia (Figura 15) [21].

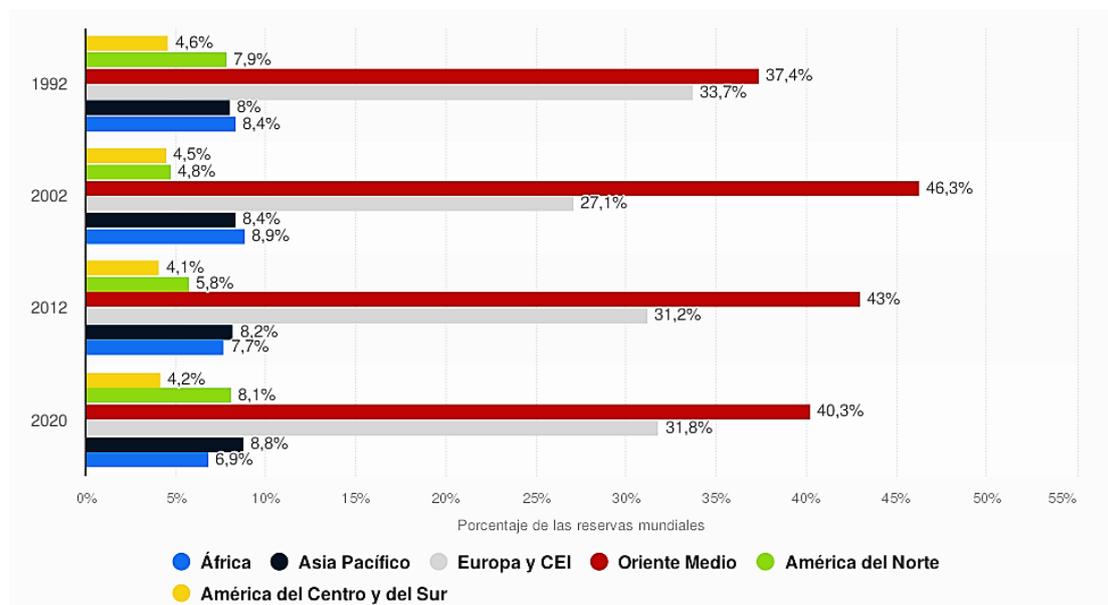


Figura 15: Distribución porcentual de las reservas mundiales de gas natural por región.

Fuente: BP [21]

En España, el gas natural se importa mayoritariamente de África y América (Figura 16). Esto supone que España depende del suministro extranjero de gas natural para la producción de energía eléctrica basada en este combustible.

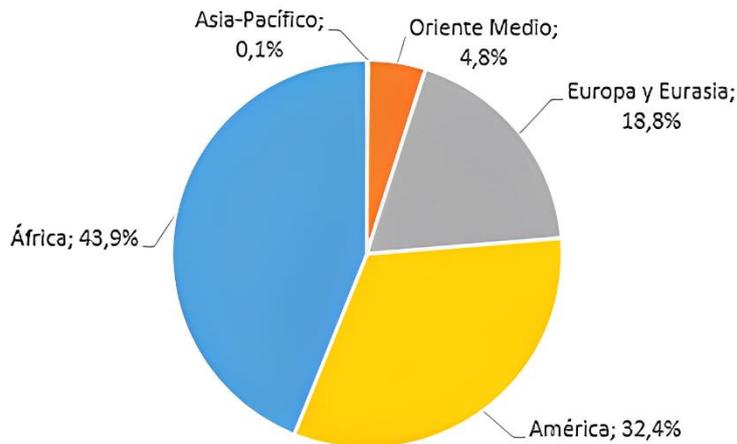


Figura 16: Importaciones en España de gas natural por áreas geográficas (2022).

Fuente: CORES [22]

- **Almacenamiento**

El tipo de almacenamiento más habitual y ventajoso desde el punto de vista económico y técnico es el almacenamiento subterráneo en formaciones geológicas con porosidad y permeabilidad adecuadas (yacimientos agotados, acuíferos, cavernas salinas), aprovechando la compresión del gas a bajas profundidades. En materia de almacenamiento subterráneo de gas natural, España se sitúa en el séptimo puesto europeo con cuatro instalaciones con una capacidad del 10% de la demanda anual de gas [15].

Otra alternativa es el almacenamiento de Gas Natural Licuado (GNL) en los tanques de las plantas de licuefacción. En el caso de España, la proporción de almacenamiento en estos tanques es muy superior a la de otros países [15].

- **Transporte por gasoductos**

Una de las principales limitaciones del gas natural es su transporte, ya que este no se puede realizar bajo condiciones de presión y temperatura ambiente, por lo que su transporte se realiza preferentemente por gasoductos enterrados bien en la superficie terrestre, o bien en el fondo de los océanos.

En 2020, España contaba con 11.369 km de gasoductos de transporte primario (con presiones superiores a 60 bar) y 13.361 km de red, incluyendo los secundarios (con presiones entre 16 y 60 bar) [23]. El transporte de gas natural en la red se controla gracias a 19 estaciones de compresión situadas en toda la geografía [24].

El sistema gasista español está conectado con la red de gasoductos francesa a través de la conexión VIP Pirineos (2013), la red portuguesa a través de la conexión VIP Ibérico (2012), así como con Argelia, vía Marruecos a través del gasoducto Magreb-Europa (1996), y directamente mediante el gasoducto submarino Medgaz, puesto en marcha en 2009 [15] [25].

- **Gas natural licuado**

Los avances tecnológicos han hecho técnica y económicamente viable el transporte en fase líquida del gas natural. El GNL se obtiene en las plantas de licuefacción, enfriándolo hasta una temperatura de $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica. El GNL ocupa un volumen hasta 600 veces menor, lo que permite obtener mayor cantidad de energía por unidad de volumen [15]. El GNL se transporta hasta su destino en buques metaneros.

Para su inyección en la red de gasoductos, el GNL se convierte en gas en las plantas de regasificación, mediante vaporización. España dispone del conjunto de infraestructuras de regasificación de GNL más importante de Europa. En la actualidad, del total de 22 plantas de regasificación en operación en Europa, siete de ellas (una aún no operativa) están ubicadas en España, y suman el 35% de la capacidad de almacenamiento total de plantas de GNL europeas [15].

b) Otros combustibles

Las centrales de ciclo combinado también pueden emplear otros combustibles fósiles. Como alternativa al gas natural, se puede recurrir al carbón gasificado, a la gasificación de otros combustibles sólidos, o bien al uso de combustibles líquidos como keroseno, gasoil y otros destilados del petróleo [17].

3.4. Ciclos combinados y medioambiente

En la actualidad, las centrales de ciclo combinado constituyen una alternativa energética muy importante en la lucha contra el cambio climático, debido a sus bajos niveles de contaminación. Se trata de una tecnología de producción de electricidad más respetuosa con el medioambiente, que genera menos emisiones contaminantes a la atmósfera por unidad de electricidad producida, y cuyo uso conlleva un menor consumo de agua de refrigeración.

- **Emisiones de CO_2**

En el caso más habitual de emplear gas natural como combustible, las emisiones de CO_2 pueden reducirse hasta un 40-50% respecto a las centrales de carbón y un 25-30% respecto a las centrales de fuel-oil, para una misma cantidad de energía producida [26] (Figura 17a). Esto es debido a que la combustión de hidrocarburos produce tanto menos CO_2 por kg de combustible quemado, cuanto mayor es el número de átomos de H (m) por átomo de carbono (n) (Figura 17b). El metano es el hidrocarburo con más átomos de hidrógeno por átomo de carbono, por tanto, su combustión es la que genera menos emisiones de CO_2 de entre los hidrocarburos.

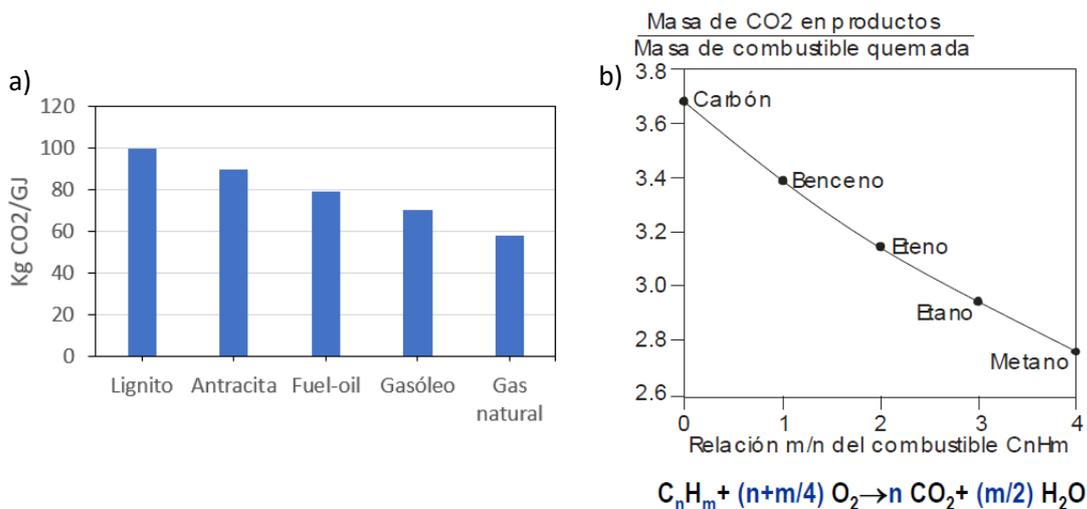


Figura 17: Emisiones de CO₂ en la combustión por: (a) combustible; (b) hidrocarburo
Fuente: (a) Ministerio de Transición Ecológica y Reto Demográfico [26]

- **Emisiones de NOx**

Los óxidos de nitrógeno (NOx) se producen durante la combustión, al reaccionar a elevadas temperaturas radicales de nitrógeno (procedentes del combustible o el aire) y el oxígeno. Estos óxidos, por su carácter ácido, contribuyen a la lluvia ácida y a la formación de “smog”.

Empleando un combustible gaseoso (como suele ser lo habitual en los ciclos combinados), se consigue una mejor mezcla con el aire, lo que conduce a combustiones completas y más eficientes con un menor exceso de aire. En el caso del gas natural, su propia composición genera dos veces menos emisiones de NOx que el carbón y 2,5 veces menos que el fuel-oil [26].

Por otra parte, las centrales de ciclo combinado incorporan diversos métodos de control de estas emisiones, actuando en la temperatura (como la instalación de quemadores bajos en NOx y la inyección de vapor en la cámara de combustión), la concentración de nitrógeno y los tiempos de residencia. De forma alternativa, también se pueden eliminar estos compuestos una vez formados mediante dispositivos de reducción catalítica.

- **Emisiones de SOx**

Los óxidos de azufre (SOx) formados durante la combustión de combustibles que contienen azufre, son otros de los causantes de la denominada lluvia ácida. Las emisiones de estos compuestos pueden evitarse mediante el uso de combustibles con bajo/nulo contenido de azufre, como el gas natural, empleado en la mayoría de centrales de ciclo combinado. El gas natural tiene un contenido en azufre inferior a 10ppm, por lo que las emisiones de SO_x en su combustión son 150 veces menores a las del gas-oil, entre 70 y 1500 veces menores a las del carbón y 2500 veces menores a las del fuel-oil [26].

- **Consumo de agua de refrigeración**

Las centrales de ciclo combinado se caracterizan por tener un bajo consumo de agua de refrigeración, del orden de un 25-35% del consumo de las centrales térmicas convencionales y las centrales nucleares [17]. No obstante, se debe controlar la calidad del agua de refrigeración para reducir sus efectos en el medioambiente. Si la refrigeración se hace en circuito abierto, se deberá limitar el salto térmico. Si la refrigeración es en circuito cerrado, el agua de refrigeración necesitará un tratamiento y un control para disminuir su contenido en sales.

4. TERMODINÀMICA DE LOS CICLOS COMBINADOS

Una máquina térmica motora es un conjunto de elementos mecánicos que transforman la energía térmica en trabajo. Este proceso es cíclico, de forma que el fluido que circula por los distintos elementos varía sus propiedades produciendo trabajo mientras se le aporta y cede calor.

Los ciclos combinados son máquinas térmicas motoras y se pueden modelizar mediante ciclos termodinámicos. El ciclo combinado consta de dos ciclos: el ciclo turbina de gas y el ciclo turbina de vapor. A continuación, se explica el funcionamiento y la modelización termodinámica de estos dos ciclos de potencia que conforman el ciclo combinado.

4.1. Turbina de Gas – Ciclo Brayton

El motor turbina de gas es un motor compacto en el cual todos los elementos están montados en un mismo eje. Este motor consta de un compresor, una cámara de combustión y una turbina de gas (Figura 18). El fluido de trabajo es aire/gases quemados, que se considera gas perfecto.

El funcionamiento del motor turbina de gas comienza con una compresión del aire previa a la absorción de calor. Dicho aporte de calor se realiza en la cámara de combustión a presión constante, procedente de la combustión del aire con un combustible. Seguidamente, los gases de la combustión se expanden en la turbina de gas produciendo trabajo. En la configuración de tipo abierto, los gases de escape de la turbina se descargan finalmente al entorno.

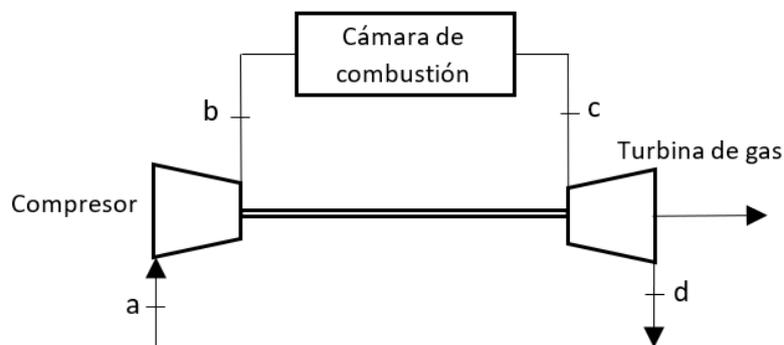


Figura 18: Turbina de gas simple

El ciclo termodinámico que modeliza el funcionamiento del motor turbina de gas es el **ciclo Brayton** (Figura 19). Este ciclo consta de cuatro procesos:

- Compresión adiabática (a-b) en el compresor.
- Absorción de calor isóbara (b-c) en la cámara de combustión.
- Expansión adiabática (c-d) en la turbina.
- Cesión de calor isóbara (d-a) para completar el ciclo.

Las irreversibilidades de la turbina y del compresor se cuantifican mediante los correspondientes rendimientos isoentrópicos:

- Rendimiento isoentrópico del compresor: $\eta_C = \frac{T_{bs} - T_a}{T_b - T_a}$
- Rendimiento isoentrópico de la turbina: $\eta_{TG} = \frac{T_c - T_d}{T_c - T_{ds}}$

Para un gas ideal, los procesos de compresión y expansión adiabáticos y reversibles (isoentrópicos) cumplen la siguiente ecuación:

$$p \cdot T^{1-\gamma} = cte$$

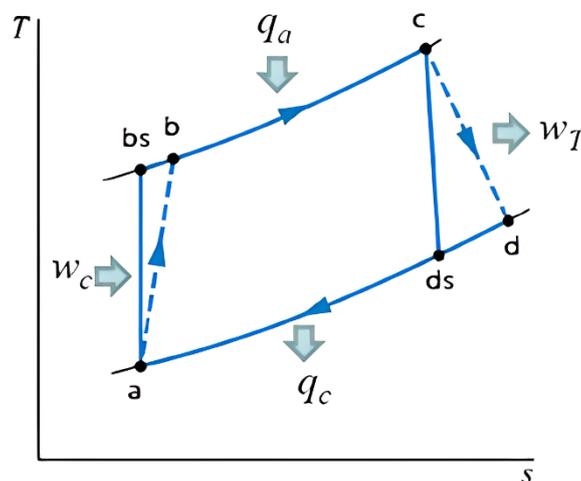


Figura 19: Diagrama T-s del ciclo Brayton simple.

Fuente: Moran [27]

El **rendimiento térmico** del ciclo se define a partir de su potencia neta y el aporte de calor realizado en la cámara de combustión:

$$\eta_{CG} = \frac{\dot{W}_{CG}}{\dot{Q}_{CC}}$$

El rendimiento térmico de la turbina de gas simple es relativamente bajo, entre 20 – 35%.

Los parámetros característicos del ciclo Brayton son la relación de compresión, definida como el cociente entre la presión de salida y entrada al compresor, y la temperatura de entrada a la turbina. El aumento de estos dos parámetros conlleva un incremento del rendimiento del ciclo.

4.2. Turbina de Vapor – Ciclo Rankine

El motor turbina de vapor es un motor de gran tamaño. El fluido de trabajo es agua en diferentes estados: líquido, vapor y líquido-vapor. Este motor consta de una caldera en la que se aporta calor para la formación de vapor vivo a elevada presión y temperatura, una turbina en la que se expande dicho vapor produciendo trabajo, un condensador en el que el fluido cambia de fase

cediendo calor, y una bomba en la que se comprime el líquido condensado antes de su entrada a la caldera (Figura 20).

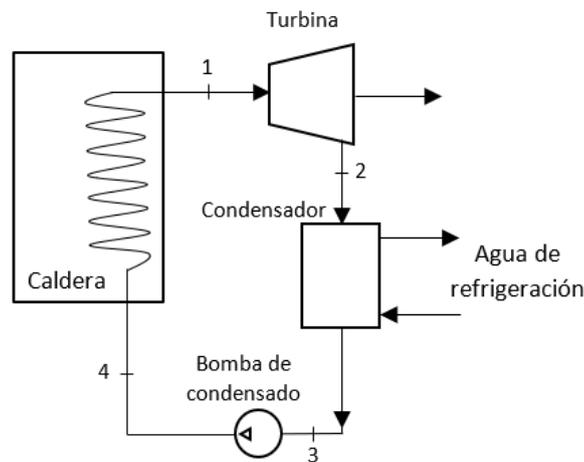


Figura 20: Turbina de vapor simple

El ciclo termodinámico que modeliza el funcionamiento del motor turbina de vapor es el **ciclo Rankine** (Figura 21). Este ciclo consta de cuatro procesos:

- Expansión adiabática (1-2) en la turbina.
- Cesión de calor isóbara (2-3) en el condensador.
- Compresión adiabática (3-4) en la bomba.
- Absorción de calor isóbara (4-1) en la caldera.

En el transcurso de la absorción y cesión de calor se produce un cambio de fase del agua. El estado del punto 1 es vapor sobrecalentado, el punto 2 es vapor húmedo, el punto 3 es líquido saturado y el punto 4 es líquido subenfriado.

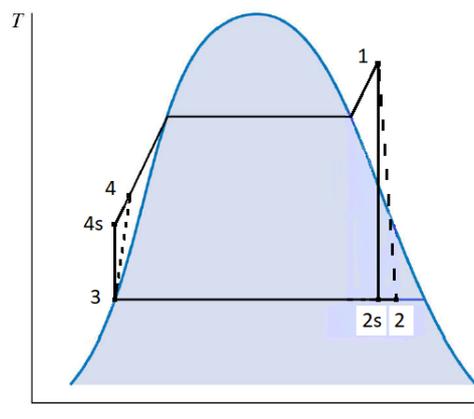


Figura 21: Diagrama T-s del ciclo Rankine simple.

Fuente: Moran [27]

Las irreversibilidades de la turbina y la bomba se cuantifican mediante los correspondientes rendimientos isoentrópicos:

- Rendimiento isoentrópico de la turbina: $\eta_{TV} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$
- Rendimiento isoentrópico de la bomba: $\eta_B = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$

El **rendimiento térmico** del ciclo se define como el cociente entre la potencia neta desarrollada y el calor aportado en la caldera:

$$\eta_{CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_C}$$

El rendimiento de la turbina de vapor simple es relativamente bajo, y suele estar comprendido entre 25 – 35%. Este rendimiento puede mejorarse aumentando la presión de la caldera y la temperatura del vapor, así como reduciendo la presión del condensador. El sobrecalentamiento del vapor producido en la caldera contribuye además a evitar problemas de cavitación en la turbina.

4.3. Ciclo combinado

El ciclo combinado es la unión de un ciclo turbina de gas y un ciclo turbina de vapor, de tal forma que la cesión de calor del ciclo de gas se emplea como aporte de calor al ciclo de vapor (Figura 22). En un ciclo combinado, la absorción de calor del foco caliente se hace en el ciclo turbina de gas y la cesión de calor al foco frío se hace en el ciclo turbina de vapor.

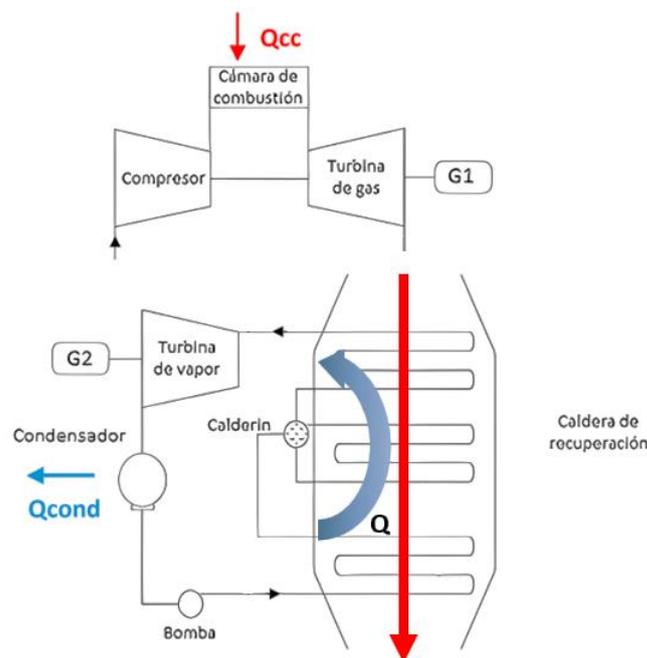


Figura 22: Ciclo combinado

Gracias a este intercambio de calor interno entre ambos ciclos, el ciclo combinado aprovecha las mejores características de ambos ciclos individuales. El ciclo turbina de gas opera a altas temperaturas, mientras que el ciclo turbina de vapor opera a temperaturas medias-bajas, siendo la temperatura de cesión de calor del ciclo de gas y la temperatura de absorción de calor del

ciclo de vapor del mismo orden (Figura 23). Esto hace posible que se pueda aprovechar la cesión de calor del ciclo de alta temperatura para aportar calor al ciclo de baja temperatura. Además, de esta forma se consigue maximizar la diferencia entre las temperaturas del foco frío y el foco caliente entre los que opera el ciclo combinado. Como resultado, el ciclo combinado puede alcanzar rendimientos en torno al 45-55%, siendo estos de los más elevados conseguidos con un motor térmico.

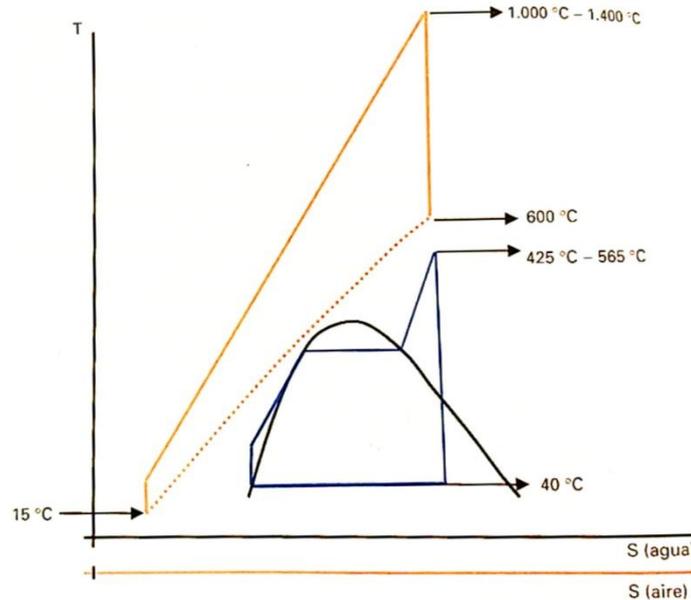


Figura 23: Diagrama T-s de un ciclo combinado.
Fuente: Sabugal [28]

El **análisis energético** del ciclo combinado se realiza analizando en primer lugar cada ciclo termodinámico por separado, mediante la aplicación de los balances de masa y energía. Al tratarse de sistemas abiertos operando en régimen estacionario, en los que la energía cinética y potencial se consideran despreciables, pueden aplicarse las siguientes ecuaciones para estos balances:

- Balance de masa: $\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$
- Balance de energía: $\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s = 0$

En el caso del ciclo turbina de gas en el que el fluido de trabajo se comporta como un gas perfecto, la variación de entalpía puede calcularse como:

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T$$

La **potencia neta** del ciclo combinado es la suma de la potencia neta del ciclo de gas y del ciclo de vapor:

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{CG} + \dot{W}_{CV} = [\dot{W}_{TG} - |\dot{W}_C|]_{CG} + [\dot{W}_{TV} - |\dot{W}_B|]_{CV}$$

Por otra parte, el calor aportado al ciclo combinado es igual al liberado por la combustión del combustible en la cámara de combustión:

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_f \cdot H_p$$

Por tanto, el **rendimiento térmico** del ciclo combinado se define como:

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{CC}}$$

5. ANÁLISIS EXERGÉTICO

El análisis exergético aporta información complementaria al análisis energético, por lo que la combinación de ambos tipos de análisis permite realizar un estudio más completo de cualquier sistema en general, y de las centrales térmicas, en particular.

El análisis energético se basa en el Primer Principio de la Termodinámica, que establece que la energía se conserva. En cambio, el análisis exergético se fundamenta tanto en el Primer Principio como en el Segundo Principio de la Termodinámica, el cual establece que existen energías de diferente calidad. Según el Segundo Principio, se puede distinguir entre energías de alta calidad y baja calidad, dependiendo de si son o no totalmente transformables en otra forma de energía. El trabajo, al poder transformarse íntegramente en calor, es una energía de alta calidad. En cambio, el calor es una energía de baja calidad, puesto que sólo puede transformarse parcialmente en trabajo. Por tanto, la capacidad de producir trabajo útil puede tomarse como una medida de la calidad de la energía, a partir de la cual se define el concepto de exergía.

La utilidad del análisis exergético radica en que permite identificar y cuantificar las principales pérdidas de eficiencia energética de un sistema. Esta información resulta crucial a la hora de optimizar el uso de los recursos energéticos de un sistema.

5.1. Exergía

El concepto de exergía se originó a finales del siglo XIX [29, 30], cuando aparecieron las primeras contribuciones relacionadas con el concepto de “capacidad de producción de trabajo útil” por parte de científicos como Kelvin (1889), Maxwell (1871), Gibbs (1873), así como Gouy (1889) y Stodola (1898), quienes formularon la ley que lleva su nombre [31].

En 1938, el trabajo de Bosnjakovic marcó una nueva era en el desarrollo del análisis termodinámico basado en el Segundo Principio. En sus estudios, realizó contribuciones importantes a la formulación de nuevos criterios de rendimiento y técnicas de evaluación de la eficiencia termodinámica de procesos [32]. Aunque no fue hasta 1956, cuando Rant acuñó el término de “exergía” para nombrar esa energía útil [32].

La **exergía** se define como el máximo trabajo útil que puede realizar un sistema cuando evoluciona hasta alcanzar el equilibrio físico y químico con el ambiente.

El **ambiente** es una parte del entorno que rodea al sistema, que se encuentra en reposo y está libre de irreversibilidades. Se define como un sistema simple, compresible, de grandes dimensiones, que se mantiene a presión, temperatura y composición constantes y uniformes.

Durante el proceso de evolución del sistema hacia el equilibrio con el ambiente se produce trabajo. Cuando el sistema se encuentra en un estado de equilibrio físico y químico con el ambiente, se dice que el sistema ha alcanzado el **estado muerto**. En el estado muerto, tanto el sistema como el ambiente poseen energía, pero su exergía es nula y no existe posibilidad de producir trabajo útil. Las propiedades en el estado muerto se designan con el subíndice 0.

La exergía está formada por cuatro componentes: exergía física, exergía química, exergía cinética y exergía potencial.

$$ex = ex_f + ex_q + ex_c + ex_p$$

La **exergía cinética** es relevante cuando las velocidades son significativas y la **exergía potencial** es importante en sistemas con diferencias de cota significativas. En la mayoría de procesos industriales, incluidas las centrales de ciclo combinado, las exergías cinética y potencial se pueden considerar despreciables, por lo que la exergía se define únicamente a partir de sus componentes física y química:

$$ex = ex_f + ex_q$$

a) Exergía física

La **exergía física** es el máximo trabajo teórico que puede realizar un sistema cuando evoluciona hasta alcanzar el **equilibrio térmico y/o mecánico** con el ambiente, interaccionando sólo con el ambiente.

Siempre que haya un desequilibrio térmico y/o mecánico entre el sistema y el ambiente, habrá una capacidad de producir trabajo útil. Esta capacidad se debe a un posible proceso en el que el sistema vuelve a restablecer el equilibrio térmico y/o mecánico con el ambiente.

En un **sistema cerrado**, la exergía física se define como:

$$ex = (u - u_0) + p_0 \cdot (v - v_0) - T_0 \cdot (s - s_0)$$

En un **sistema abierto**, debe considerarse tanto la exergía de la propia masa que entra o sale del sistema, como la exergía asociada al trabajo de flujo necesario para introducir o extraer esa masa del sistema. Para ello, se define la **exergía de flujo**, que representa la suma de estas dos transferencias de exergía:

$$ex_f = ex + (p - p_0) \cdot v$$

donde:

ex es la exergía de la masa

$(p - p_0) \cdot v$ es la exergía asociada al trabajo de flujo

Combinando ambas ecuaciones, teniendo en cuenta la definición de entalpía, resulta:

$$ex_f = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)$$

Para el caso de un **gas perfecto**, la exergía de flujo se calcula a partir de las correspondientes relaciones para las variaciones de entalpía y entropía para este tipo de sustancias:

$$ex_f = c_p \cdot (T - T_0) - T_0 \cdot c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p}{p_0}$$

b) Exergía química

La **exergía química** es el máximo trabajo teórico que puede realizar un sistema en equilibrio térmico y mecánico con el ambiente, cuando evoluciona hasta alcanzar el **equilibrio químico** con el ambiente, interaccionando sólo con el ambiente.

La exergía química se da en procesos en los que se producen reacciones químicas (como la combustión), mezclas de componentes y cambios de fase. Consta de dos términos: exergía de concentración y exergía reactiva.

- La **exergía de concentración** se debe a la diferencia de concentración de una especie entre el sistema y el ambiente.
- La **exergía reactiva** resulta de las reacciones químicas necesarias para producir las especies que no están presentes en el ambiente.

Exergía química de la combustión

A continuación, se planteará cómo determinar estos términos en una reacción de combustión como la que se produce en el combustor de un ciclo combinado, 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 concentración asociada a los gases producidos en la reacción de combustión, como la exergía reactiva correspondiente al combustible empleado en dicha cámara de combustión.

- La **exergía química de una mezcla de gases ideales** a p_0 y T_0 formada por especies presentes en el ambiente, pero en diferente composición a la del ambiente, se calcula a partir de la exergía química estándar de sus componentes, $ex_{q,i}$ [33]:

$$ex_q = \sum_i x_i \cdot ex_{q,i} + R \cdot T_0 \sum_i x_i \cdot \ln x_i$$

La exergía química estándar de las especies más habituales se puede obtener de la bibliografía [33].

- La **exergía química de combustibles gaseosos** puede determinarse a partir de la relación exergía/energía φ , propuesta por Szargut [34]:

$$\varphi = \frac{ex_{fuel}}{PCI} \quad \rightarrow \quad ex_{fuel} = \varphi \cdot PCI$$

Este parámetro está tabulado y para la mayoría de los hidrocarburos tiene un valor cercano a la unidad [33].

5.2. Balance de exergía en sistemas abiertos

Los sistemas abiertos, entre los que se incluyen las centrales térmicas de ciclo combinado, son los de mayor aplicación en Ingeniería. Este tipo de sistemas se caracteriza por intercambiar masa con su entorno, por lo que el balance de exergía debe contabilizar la transferencia de exergía asociada a este nuevo término, además de la asociada al trabajo y al calor.

El balance de exergía en sistemas abiertos indica que la variación de exergía del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía asociada al calor, trabajo y masa, y la exergía destruida en el sistema a causa de las irreversibilidades:

$$\frac{dEx}{dt} = \dot{E}x_Q + \dot{E}x_W + \left[\sum_e \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot ex_s \right] - \dot{E}x_p$$

$$\frac{dEx}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j - \left[\dot{W}_{vc} - p_0 \cdot \frac{dV_{vc}}{dt} \right] + \left[\sum_e \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot ex_s \right] - T_0 \cdot \dot{S}_g$$

donde:

$\frac{dEx}{dt}$ es la variación de exergía del sistema

$\dot{E}x_Q$ es la transferencia de exergía que acompaña al calor

$\dot{E}x_W$ es la transferencia de exergía que acompaña al trabajo

$[\sum_e \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot ex_s]$ es la transferencia de exergía que acompaña a la masa que entra y sale del sistema

$\dot{E}x_p$ es la destrucción de exergía debido a las irreversibilidades

a) Transferencia de exergía asociada al calor

La transferencia de exergía asociada al calor se define como:

$$\dot{E}x_Q = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j$$

Su magnitud equivale al trabajo que se podría obtener al suministrar dicho calor a un ciclo de potencia reversible que operara entre la temperatura T del sistema y la temperatura del estado muerto, T_0 .

Dependiendo de si el intercambio de calor se realiza a una temperatura mayor o menor a la del ambiente, el calor intercambiado y la transferencia de exergía asociada a éste, tendrán la misma dirección o direcciones opuestas:

- Si el intercambio de calor se produce a una temperatura superior a la del ambiente ($T > T_0$), el calor intercambiado y la transferencia de exergía asociada tendrán la misma dirección.
- Si el intercambio de calor se produce a una temperatura inferior a la del ambiente ($T < T_0$), el calor intercambiado y la transferencia de exergía asociada tendrán direcciones opuestas.

b) Transferencia de exergía asociada al trabajo

La transferencia de exergía asociada al trabajo se define como el máximo trabajo útil:

$$\dot{E}x_W = - \left[\dot{W} - p_0 \cdot \frac{dV}{dt} \right]$$

donde:

\dot{W} es el trabajo total intercambiado por el sistema que, en sistemas abiertos, corresponde fundamentalmente al trabajo de eje.

$p_0 \cdot \frac{dV}{dt}$ es el trabajo realizado por el sistema contra el ambiente, y está asociado a cualquier cambio de volumen.

Por tanto, este término indica que no todo el trabajo realizado por el sistema es utilizable, ya que una parte del mismo debe emplearse en desplazar el ambiente a presión p_0 .

c) Transferencia de exergía asociada a la masa

La transferencia de exergía que acompaña a la masa corresponde al contenido exergético de la masa que entra y sale del sistema. En este término se debe considerar tanto la componente de exergía física, como de exergía química en caso de producirse algún cambio de composición en el sistema, como resultado del cambio de concentración y/o de la incorporación de nuevas especies:

$$\sum_e \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot ex_s = \sum_e \dot{m}_e \cdot (ex_f + ex_q)_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot (ex_f + ex_q)_s$$

d) Destrucción de exergía

La destrucción de exergía es proporcional a la generación de entropía:

$$\dot{E}x_p = T_0 \cdot \dot{S}_g$$

Como las irreversibilidades siempre generan entropía, esto implica que todo lo que genera entropía siempre destruye exergía, es decir, produce degradación de la calidad de la energía. Por tanto, para mejorar el rendimiento de un sistema se deberá minimizar la destrucción de exergía.

La destrucción de exergía puede interpretarse como la pérdida de capacidad de producción de trabajo útil. En definitiva, representa la energía que, aún pudiendo haberse convertido en trabajo útil, no lo ha hecho.

A diferencia de la energía, la exergía es una magnitud que no se conserva en procesos reales (irreversibles), sino que se destruye debido a las irreversibilidades; la exergía únicamente se conserva en procesos ideales (reversibles).

Planteando el balance de exergía a los distintos elementos de una instalación es posible determinar la destrucción de exergía en cada uno de ellos. De esta forma, el análisis exergético permite localizar y cuantificar las principales fuentes de destrucción de exergía que se producen en un sistema.

e) Sistemas abiertos en régimen estacionario

La mayoría de los sistemas de interés en Ingeniería, incluidas las centrales de ciclo combinado como la considerada en este proyecto, operan en **régimen estacionario**. En ese caso, ninguna propiedad del sistema varía con el tiempo, y la expresión del balance de exergía queda como:

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \cdot ex_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot ex_s - T_0 \cdot \dot{S}_g = 0$$

Esta ecuación indica que, en régimen estacionario, la cantidad de exergía que sale del sistema en cualquiera de sus formas (calor, trabajo o masa) es igual a la que entra al mismo, menos la exergía destruida debido a las irreversibilidades.

5.3. Balance de exergía global

El balance de exergía global permite analizar un sistema en su conjunto, independientemente de los elementos que lo integran (Figura 24). En este balance se considera que toda la exergía de entrada al sistema se descompone en tres términos: una parte de esa exergía será aprovechada por el sistema, 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 disponible:

$$[exergía\ aportada] = [exergía\ útil] + [exergía\ recuperable] + [exergía\ destruida]$$

donde:

La **exergía aportada** representa cualquier entrada de exergía al sistema.

La **exergía útil** es la exergía aprovechada por el sistema.

La **exergía recuperable** es la exergía descargada sin ser aprovechada por el sistema.

La **exergía destruida** es la que se destruye debido a las irreversibilidades.

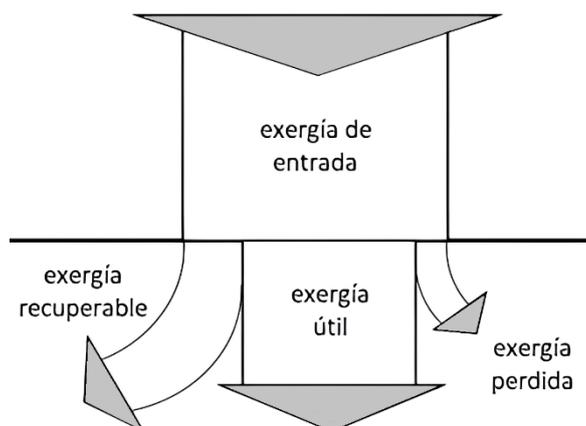


Figura 24: Esquema del balance de exergía global

5.4. Rendimiento exergético e Irreversibilidad

Para completar el análisis exergético, se definen dos parámetros que permiten evaluar la eficiencia global del sistema: el rendimiento exergético y la irreversibilidad.

- **Rendimiento exergético**

El rendimiento exergético representa la proporción en la que la exergía aportada es aprovechada por el sistema [35]:

$$\eta_{ex} = \frac{\textit{exergía útil}}{\textit{exergía aportada}}$$

Esta definición se utilizará para determinar la eficiencia energética del ciclo combinado en su conjunto.

En cambio, a la hora de evaluar la eficiencia energética de los equipos que integran una instalación, resulta más adecuado definir el rendimiento exergético como [35]:

$$\eta_{ex} = \frac{\textit{exergía útil}}{\textit{exergía consumida}}$$

- **Irreversibilidad**

De forma complementaria al rendimiento exergético, se define la irreversibilidad. Este parámetro caracteriza en forma de rendimiento las pérdidas de exergía en un sistema. Mide en qué proporción la exergía aportada al sistema se ha destruido debido a las irreversibilidades:

$$I = \frac{\textit{exergía destruida}}{\textit{exergía aportada}}$$

6. METODOLOGÍA

6.1. Descripción de la central de ciclo combinado

Para este estudio se ha considerado un ciclo combinado con configuración multi-eje 1x1 y caldera de recuperación con un único nivel de presión, que emplea gas natural como combustible (Figura 25).

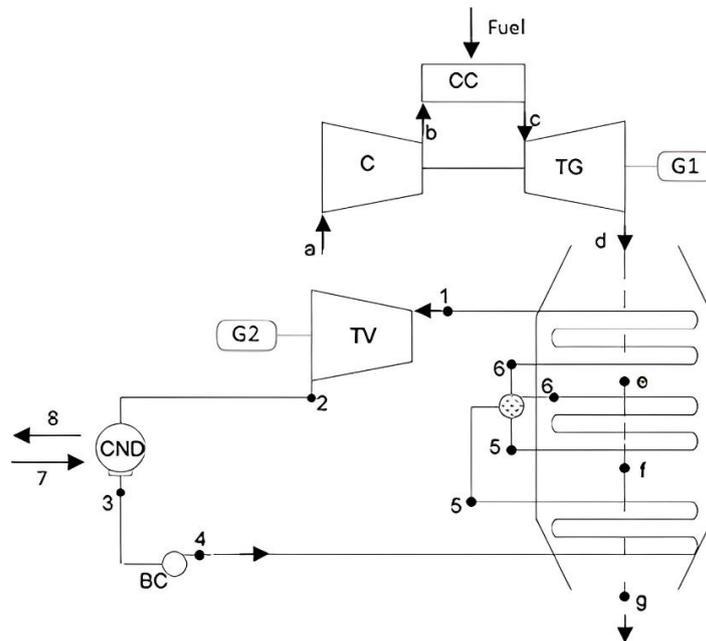


Figura 25: Instalación del ciclo combinado considerado

Las condiciones 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 de configuración similar (Tablas 4 – 7) [36].

- **Condiciones de operación:**

Tabla 4: Condiciones de operación del ciclo combinado

Condiciones de operación	Valor
Flujo másico de aire	300 kg/s
Relación de compresión	10
Temperatura del aire – entrada al compresor	25°C
Presión del aire – entrada al compresor	1 bar
Flujo másico de vapor	31,50 kg/s
Presión del vapor – entrada a la turbina TV	60 bar
Temperatura del vapor – entrada a la turbina TV	515°C
Presión del condensador	0,15 bar
Salto térmico del agua de refrigeración	25°C
Presión del agua de refrigeración	1 bar

- **Rendimientos isoentrópicos:**

Tabla 5: Rendimiento isoentrópico de los equipos del ciclo combinado

Componente	Rendimiento
Compresor	84%
Turbina de gas	88%
Turbina de vapor	88%
Bomba	80%

- **Modelo del aire**

Tabla 6: Composición del aire tomado como ambiente [37]

Componente	Fración molar (%)
N ₂	77,48
O ₂	20,59
CO ₂	0,03
H ₂ O	1,90

- **Combustible**

La reacción de combustión estequiométrica del gas natural con el aire es la siguiente:

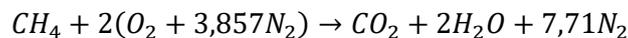


Tabla 7: Datos del combustible [33] y la reacción de combustión

Combustión	Valor
PCI combustible (25°C)	50000 kJ/kg
Dosado estequiométrico	1/17
Exceso de aire	3,4
φ combustible	1,06

6.2. Hipótesis

A la hora de realizar el análisis de eficiencia energética del ciclo combinado considerado, se tendrán en cuenta las siguientes hipótesis y simplificaciones:

- La central de ciclo combinado opera en régimen estacionario.
- La presión y temperatura ambiente son 1 bar y 298 K, respectivamente.
- El aire y el agua de refrigeración se alimentan en condiciones ambiente.
- El combustible entra a la misma temperatura y presión que el aire a la cámara de combustión.
- El calor específico del combustible, el aire y los gases quemados se supone constante e independiente de la temperatura:

$$c_{p_{fuel}} = 2,254 \text{ kJ/kg} \quad c_{p_{aire}} = 1,005 \text{ kJ/kg} \quad c_{p_{gases}} = 1,140 \text{ kJ/kg}$$

- La eficiencia de la cámara de combustión es del 100 %.

- Todos los equipos son adiabáticos.
- Las pérdidas de presión se consideran despreciables.
- Las componentes cinética y potencial de la energía y la exergía se consideran despreciables.
- A la salida del condensador, el agua está en condiciones de saturación.
- En la caldera de recuperación, tanto el agua líquida como el vapor en el calderín se encuentran en condiciones de saturación.

6.3. Balances de energía

El análisis de eficiencia energética consiste en realizar el análisis de una instalación, tanto desde el punto de vista energético como exergético.

El **análisis energético** se ha realizado determinando inicialmente las propiedades termodinámicas de todos los puntos característicos para, posteriormente, poder aplicar los balances de energía a los distintos elementos de la instalación y calcular el rendimiento térmico del ciclo.

6.3.1. Cálculo de propiedades termodinámicas

El cálculo de las propiedades termodinámicas de cada punto característico a partir de las condiciones de operación, se ha realizado utilizando las ecuaciones de gas ideal para el ciclo turbina de gas (Tabla 8) y la macro *X-Steam* de Excel para el ciclo turbina de vapor (Tabla 9).

Tabla 8: Cálculo de las propiedades termodinámicas en el ciclo turbina de gas

Fluido	Punto	Presión	Temperatura
Aire	a	p_a	T_a
	b	$p_b = r_c \cdot p_a$	$T_b = T_a + \frac{T_{bs} - T_a}{\eta_c} \quad ; \quad T_{bs} = T_a \cdot \left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$
Gases quemados	c	$p_c = p_b$	$T_c = T_r + \frac{\dot{m}_f H_p + \dot{m}_a c_{p_a} (T_b - T_r) + \dot{m}_f c_{p_f} (T_f - T_r)}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}}$
	d	$p_d = p_a$	$T_d = T_c - \eta_{TG} \cdot (T_c - T_{ds}) \quad ; \quad T_{ds} = T_c \cdot \left(\frac{p_c}{p_d}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$
	e	$p_e = p_d$	$T_e = T_d - \frac{\dot{m}_v \cdot (h_1 - h_6)}{c_{p_g} \cdot \dot{m}_{gases}}$
	f	$p_f = p_d$	$T_f = T_e - \frac{\dot{m}_v \cdot (h_6 - h_5)}{c_{p_g} \cdot \dot{m}_{gases}}$
	g	$p_g = p_d$	$T_g = T_f - \frac{\dot{m}_v \cdot (h_5 - h_4)}{c_{p_g} \cdot \dot{m}_{gases}}$
Combustible	Fuel	$p_{fuel} = p_b$	$T_{fuel} = T_b$

Tabla 9: Cálculo de las propiedades termodinámicas en el ciclo turbina de vapor

Fluido	Punto	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
Agua/vapor	1	$p_1 = p_{cald}$	T_1	h_1^*	s_1^*
	2	$p_2 = p_{cond}$	T_2^*	$h_2 = h_1 - \eta_{TV} \cdot (h_1 - h_{2s}^*)$	s_2^*
	3	$p_3 = p_2$	$T_3 = T_{sat}^*$	$h_3 = h_L^*$	$s_3 = s_L^*$
	4	$p_4 = p_1$	T_4^*	$h_4 = h_3 + \frac{1}{\eta_b} \cdot (h_{4s}^* - h_3)$	s_4^*
	5	$p_5 = p_4$	$T_5 = T_{sat}^*$	$h_5 = h_L^*$	$s_5 = s_L^*$
	6	$p_6 = p_4$	$T_6 = T_{sat}^*$	$h_6 = h_V^*$	$s_6 = s_V^*$
Agua de refrigeración	7	$p_7 = p_{amb}$	T_7	h_7^*	s_7^*
	8	$p_8 = p_7$	T_8	h_8^*	s_8^*

(*) Parámetros calculados mediante la macro X-Steam de Excel.

6.3.2. Gastos, potencia neta y rendimiento

A continuación, se ha aplicado el **balance de energía** a cada elemento del ciclo combinado, así como a los distintos componentes de la caldera de recuperación (Tabla 10).

Tabla 10: Balances de energía en el ciclo combinado

Componente	Equipo	Balance de energía
Ciclo TG	Compresor	$\dot{W}_C = \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot (T_b - T_a)$
	Turbina de gas	$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gases} \cdot c_{p_g} \cdot (T_c - T_d)$
	Cámara de combustión	$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T_c - T_r) - \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot (T_b - T_r) - \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot (T_f - T_r)$
Ciclo TV	Turbina de vapor	$\dot{W}_{TV} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_2)$
	Bomba	$\dot{W}_B = \dot{m}_v \cdot (h_4 - h_3)$
	Condensador	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_v \cdot (h_2 - h_3)$
Caldera de recuperación	Caldera	$\dot{Q}_{CR} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_4)$
	Economizador	$\dot{m}_v \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{gases} \cdot c_{p_g} \cdot (T_f - T_g)$
	Evaporador	$\dot{m}_v \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m}_{gases} \cdot c_{p_g} \cdot (T_e - T_f)$
	Sobrecalentador	$\dot{m}_v \cdot (h_1 - h_6) = \dot{m}_{gases} \cdot c_{p_g} \cdot (T_d - T_e)$

A partir de estas ecuaciones, se han calculado los **gastos máxicos** de los diversos fluidos (Tabla 11), así como la **potencia neta** y el **rendimiento térmico** de cada ciclo individual y del ciclo combinado (Tabla 12).

Tabla 11: Cálculo de los gastos másicos del ciclo combinado

Fluido	Gasto
Combustible	$\dot{m}_f = \frac{F_e}{n} \cdot \dot{m}_a$
Gases quemados	$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_f + \dot{m}_a$
Agua refrigeración	$\dot{m}_{agua-ref} = \frac{h_2 - h_3}{h_8 - h_7} \cdot \dot{m}_v$

Tabla 12: Cálculo de la potencia neta y el rendimiento térmico de los ciclos

Ciclo	Potencia neta	Rendimiento térmico
Ciclo TG	$\dot{W}_{CG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_C $	$\eta_{CG} = \frac{\dot{W}_{CG}}{\dot{Q}_{CC}}$
Ciclo TV	$\dot{W}_{CV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_B $	$\eta_{CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_{CR}}$
Ciclo combinado	$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{CG} + \dot{W}_{CV}$	$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{CC}}$

6.4. Balances de exergía

Una vez realizado el análisis energético, se ha procedido a analizar el ciclo combinado considerado desde el punto de vista exergético.

El **análisis exergético** se ha realizado determinando en primer lugar la exergía de cada punto característico, previa definición del estado muerto. A continuación, se ha calculado la destrucción de exergía en cada elemento de la instalación, planteando los correspondientes balances de exergía a cada uno de ellos. Así mismo, se ha determinado el rendimiento exergético de cada equipo como medida de su eficiencia energética. Posteriormente, se ha realizado un balance de exergía global al ciclo, para finalmente obtener su rendimiento exergético y su irreversibilidad.

A continuación, se detalla el procedimiento seguido y las ecuaciones utilizadas para la realización del análisis exergético del ciclo combinado considerado.

6.4.1. Cálculo de exergías

a) Estado muerto

En primer lugar, se ha definido el estado muerto. En el caso de los ciclos combinados, es habitual definir el estado muerto como las condiciones de entrada del aire al compresor, que suelen ser

las mismas que las de entrada del agua de refrigeración al condensador. En este caso, se ha seguido este mismo criterio para realizar el análisis exergético del ciclo combinado objeto de estudio, y se ha definido el estado muerto como:

$$p_0 = p_a = p_7 \quad T_0 = T_a = T_7$$

b) Ciclo Turbina de Gas

Posteriormente, se ha determinado la exergía en cada punto del ciclo. En el ciclo turbina de gas, se debe considerar tanto el contenido exergético del fluido de trabajo a lo largo del ciclo (aire y gases de combustión), como el del combustible utilizado en la cámara de combustión.

- **Aire**

En este ciclo, el compresor opera con aire. Al coincidir las condiciones de entrada al compresor con el estado muerto, la exergía del punto *a* es nula:

$$ex_a = 0$$

A la salida del compresor (punto *b*), el aire habrá aumentado su exergía física la cual, al tratarse de un gas perfecto, se puede calcular como:

$$ex_b = c_{p_a} \cdot (T_b - T_0) - T_0 \cdot c_{p_a} \cdot \ln \frac{T_b}{T_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_b}{p_0}$$

- **Gases de combustión**

Como resultado de la combustión, se generan unos gases que posteriormente se expanden en la turbina y ceden calor en la caldera de recuperación. El contenido exergético de estos gases quemados está formado tanto por su exergía física, como por la exergía química debida al cambio de composición experimentado por el fluido tras la reacción:

$$ex_{c-g} = ex_f + ex_q$$

Los gases producidos en una reacción de combustión pueden considerarse una mezcla de gases perfectos, por lo que su **exergía física** puede determinarse como:

$$ex_f = c_{p_g} \cdot (T_{c-g} - T_0) - T_0 \cdot c_{p_g} \cdot \ln \frac{T_{c-g}}{T_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_{c-g}}{p_0}$$

Y su **exergía química** como:

$$ex_q = \sum_i x_i \cdot ex_{q,i} + R \cdot T_0 \cdot \sum_i x_i \cdot \ln x_i$$

Para determinar esta exergía química, se debe conocer tanto la composición de los gases de combustión, como la exergía química de sus componentes.

La fracción molar de los gases quemados (x_i) se puede calcular en función de la relación molar combustible/aire (λ) mediante las siguientes ecuaciones [37]:

$$x_{N_2} = \frac{0,7748}{\lambda+1} \quad x_{O_2} = \frac{0,2059-2\lambda}{\lambda+1} \quad x_{CO_2} = \frac{0,0003+\lambda}{\lambda+1} \quad x_{H_2O} = \frac{0,019+2\lambda}{\lambda+1}$$

donde:

$$\lambda = \frac{\dot{N}_f}{\dot{N}_a} \quad \lambda + 1 = \frac{\dot{N}_f + \dot{N}_a}{\dot{N}_a}$$

Por otra parte, los gases de combustión están constituidos por especies presentes en el aire, pero con distinta concentración, cuya exergía química estándar puede obtenerse de la bibliografía [37] (Tabla 13).

Tabla 13: Exergía química estándar de los componentes del aire (1 bar; 298,15 K) [37]

Componente	\overline{ex}_{ch}^0 (kJ/mol)
N ₂	0,72
O ₂	3,97
CO ₂	19,87
H ₂ O	9,49

Por tanto, la exergía de los puntos $c - g$ se determina como:

$$ex_{c-g} = \left(c_{p_g} \cdot (T_{c-g} - T_0) - T_0 \cdot c_{p_g} \cdot \ln \frac{T_{c-g}}{p_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_{c-g}}{p_0} \right) + \left(\sum_i x_i \cdot ex_{q,i} + R \cdot T_0 \sum_i x_i \cdot \ln x_i \right)_{c-g}$$

- **Combustible**

Al considerar que el combustible se alimenta al combustor en las mismas condiciones que el aire, su exergía física no será nula. Por tanto, el contenido exergético del combustible vendrá dado por la suma de su exergía química y su exergía física.

La exergía física del combustible, al estar en estado gaseoso, se puede calcular admitiendo comportamiento de gas perfecto:

$$ex_{f-fuel} = c_{p_f} \cdot (T_b - T_0) - T_0 \cdot c_{p_f} \cdot \ln \frac{T_b}{p_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_b}{p_0}$$

Por otra parte, la exergía química, como se ha visto, puede obtenerse a partir de su poder calorífico:

$$ex_{q-fuel} = \varphi_{fuel} \cdot PCI$$

donde, el parámetro φ para el gas natural se obtiene de la bibliografía (Tabla 7).

c) Ciclo Turbina de Vapor

En el ciclo turbina de vapor, se debe considerar tanto la exergía del fluido de trabajo del ciclo (agua), como la del agua de refrigeración empleada como foco frío en el condensador.

- **Agua**

El contenido exergético del agua que recorre el ciclo (puntos 1 – 6) se debe únicamente a su exergía física, la cual puede calcularse a partir de su definición:

$$ex_{1-6} = (h_{1-6} - h_0) - T_0 \cdot (s_{1-6} - s_0)$$

- **Agua de refrigeración**

En cuanto al agua de refrigeración empleada en el condensador, su exergía de entrada (punto 7) será nula, al coincidir las condiciones en ese punto con el estado muerto:

$$ex_7 = 0$$

A la salida del condensador (punto 8), el contenido exergético del agua de refrigeración corresponde a su exergía física:

$$ex_8 = (h_8 - h_0) - T_0 \cdot (s_8 - s_0)$$

En las Tablas 14 y 15, se resumen las ecuaciones empleadas para el cálculo de la exergía de todos los puntos característicos del ciclo combinado.

Tabla 14: Cálculo de exergías en el ciclo turbina de gas

Fluido	Punto	Exergía
Aire	a	$ex_a = 0$
	b	$ex_b = c_{p_a} \cdot (T_b - T_0) - T_0 \cdot c_{p_a} \cdot \ln \frac{T_b}{T_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_b}{p_0}$
Gases quemados	c-g	$ex_{c-g} = \left(c_{p_g} \cdot (T_{c-g} - T_0) - T_0 \cdot c_{p_g} \cdot \ln \frac{T_{c-g}}{T_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_{c-g}}{p_0} \right) + \left(\sum_i x_i \cdot ex_{q,i} + R \cdot T_0 \sum_i x_i \cdot \ln x_i \right)_{c-g}$
Combustible	Fuel	$ex_{fuel} = \varphi_{fuel} \cdot PCI + c_{p_f} \cdot (T_b - T_0) - T_0 \cdot c_{p_f} \cdot \ln \frac{T_b}{T_0} + T_0 \cdot R \cdot \ln \frac{p_b}{p_0}$

Tabla 15: Cálculo de exergías en el ciclo turbina de vapor

Fluido	Punto	Exergía
Agua	1 – 6	$ex_{1-6} = (h_{1-6} - h_0) - T_0 \cdot (s_{1-6} - s_0)$
Agua de refrigeración	7	$ex_7 = 0$
	8	$ex_8 = (h_8 - h_0) - T_0 \cdot (s_8 - s_0)$

6.4.2. Destrucción de exergía

A continuación, se ha planteado el balance de exergía a los distintos elementos del ciclo combinado, para determinar la destrucción de exergía que se produce en cada uno de ellos (Tabla 16).

Tabla 16: Cálculo de la exergía destruida en el ciclo combinado

Componente	Equipo	Exergía destruida
Ciclo TG	Compresor	$\dot{E}x_{p,c} = -\dot{W}_c + \dot{m}_a \cdot (ex_a - ex_b)$
	Turbina de gas	$\dot{E}x_{p,TG} = -\dot{W}_{TG} + \dot{m}_{gases} \cdot (ex_c - ex_d)$
	Cámara de combustión	$\dot{E}x_{p,cc} = \dot{m}_a \cdot ex_b + \dot{m}_f \cdot ex_{fuel} - \dot{m}_{gases} \cdot ex_c$
Ciclo TV	Turbina de vapor	$\dot{E}x_{p,TV} = -\dot{W}_{TV} + \dot{m}_v \cdot (ex_1 - ex_2)$
	Bomba	$\dot{E}x_{p,b} = -\dot{W}_B + \dot{m}_v \cdot (ex_3 - ex_4)$
	Condensador	$\dot{E}x_{p,cond} = \dot{m}_v \cdot (ex_2 - ex_3) + \dot{m}_{agua-ref} \cdot (ex_7 - ex_8)$
Caldera de recuperación	Caldera de recuperación	$\dot{E}x_{p,cald} = \dot{m}_v \cdot (ex_4 - ex_1) + \dot{m}_{gases} \cdot (ex_d - ex_g)$
	Economizador	$\dot{E}x_{p,econ} = \dot{m}_v \cdot (ex_4 - ex_5) + \dot{m}_{gases} \cdot (ex_f - ex_g)$
	Evaporador	$\dot{E}x_{p,evap} = \dot{m}_v \cdot (ex_5 - ex_6) + \dot{m}_{gases} \cdot (ex_e - ex_f)$
	Sobrecalentador	$\dot{E}x_{p,sobrec} = \dot{m}_v \cdot (ex_6 - ex_1) + \dot{m}_{gases} \cdot (ex_d - ex_e)$

6.4.3. Rendimiento exergético de equipos

Así mismo, con el fin de evaluar la eficiencia energética de los distintos equipos que integran la central de ciclo combinado, se ha calculado el rendimiento exergético de cada uno de ellos (Tabla 17).

Tabla 17: Cálculo del rendimiento exergético de los equipos del ciclo combinado

Ciclo	Equipo	Rendimiento exergético equipo
Ciclo TG	Compresor	$\eta_{ex_{comp}} = \frac{\dot{m}_a \cdot (ex_b - ex_a)}{\dot{W}_c}$
	Turbina de gas	$\eta_{ex_{TG}} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_{gases} \cdot (ex_c - ex_d)}$
	Cámara de combustión	$\eta_{ex_{cc}} = \frac{\dot{m}_{gases} \cdot ex_c}{\dot{m}_a \cdot ex_b + \dot{m}_f \cdot ex_{fuel}}$
Ciclo TV	Turbina de vapor	$\eta_{ex_{TV}} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{m}_v \cdot (ex_1 - ex_2)}$
	Bomba	$\eta_{ex_B} = \frac{\dot{m}_v \cdot (ex_4 - ex_3)}{\dot{W}_B}$
	Condensador	$\eta_{ex_{cond}} = \frac{\dot{m}_{agua-ref} \cdot (ex_8 - ex_7)}{\dot{m}_v \cdot (ex_2 - ex_3)}$
Caldera de recuperación	Caldera de recuperación	$\eta_{ex_{cald}} = \frac{\dot{m}_v \cdot (ex_1 - ex_4)}{\dot{m}_{gases} \cdot (ex_d - ex_g)}$
	Economizador	$\eta_{ex_{econ}} = \frac{\dot{m}_v \cdot (ex_5 - ex_4)}{\dot{m}_{gases} \cdot (ex_f - ex_g)}$
	Evaporador	$\eta_{ex_{evap}} = \frac{\dot{m}_v \cdot (ex_6 - ex_5)}{\dot{m}_{gases} \cdot (ex_e - ex_f)}$
	Sobrecalentador	$\eta_{ex_{sobrec}} = \frac{\dot{m}_v \cdot (ex_1 - ex_6)}{\dot{m}_{gases} \cdot (ex_d - ex_e)}$

6.4.4. Balance de exergía global del ciclo combinado

Finalmente, se ha planteado el balance de exergía global al ciclo combinado:

$$\dot{E}x_{aportada} = \dot{E}x_{\acute{u}til} + \dot{E}x_{recuperable} + \dot{E}x_{destruida}$$

La **exergía aportada** corresponde a los flujos de exergía de entrada al ciclo. En este caso, será igual al contenido exergético del combustible empleado en la cámara de combustión, ya que tanto la exergía del aire a la entrada del compresor como la exergía del agua de refrigeración a la entrada del condensador son nulas.

La **exergía recuperable**, por su parte, corresponde a los flujos de exergía de salida del ciclo, no aprovechados. En este caso, vendrá dada por el contenido exergético de los gases a la salida de la caldera de recuperación y del agua de refrigeración a la salida del condensador.

En un ciclo combinado, la **exergía útil** corresponde a la transferencia de exergía asociada a la potencia neta del ciclo.

La **exergía destruida** es la suma de la exergía destruida en los diferentes equipos del ciclo.

Las expresiones empleadas para el cálculo de cada uno de estos términos se resumen en la Tabla 18.

Tabla 18: Cálculo del balance de exergía global del ciclo combinado

Exergía	Ecuación
Aportada	$\dot{E}x_{aport} = \dot{m}_f \cdot ex_{fuel}$
Recuperable	$\dot{E}x_{rec} = \dot{m}_{gases} \cdot ex_g + \dot{m}_{agua-ref} \cdot ex_8$
Útil	$\dot{E}x_{\acute{u}til} = \dot{W}_{CC}$
Destruida	$\dot{E}x_p = \dot{E}x_{p,comp} + \dot{E}x_{p,cc} + \dot{E}x_{p,TG} + \dot{E}x_{p,cald} + \dot{E}x_{p,TV} + \dot{E}x_{p,cond} + \dot{E}x_{p,B}$

A partir del balance de exergía global, se ha determinado el **rendimiento exergético** del ciclo combinado, como parámetro de medida de la eficiencia energética global de la instalación:

$$\eta_{ex,cc} = \frac{\dot{E}x_{\acute{u}til}}{\dot{E}x_{aportada}} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{m}_f \cdot ex_{fuel}}$$

Se ha obtenido también la **irreversibilidad** del ciclo combinado, con el fin de caracterizar en forma de rendimiento, la pérdida global de eficiencia energética de la instalación:

$$I_{cc} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_{aportada}}$$

7. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO COMBINADO

7.1. Análisis energético del ciclo combinado

Los datos de presión y temperatura obtenidos para todos los puntos característicos del ciclo combinado, así como de entalpía y entropía correspondientes al ciclo turbina de vapor, se presentan en las Tablas 19 y 20.

Tabla 19: Propiedades termodinámicas del aire, los gases quemados y el combustible

Fluido	Punto	p (bar)	T (K)
Aire	a	1	298,0
	b	10	633,2
Gases quemados	c	10	1345,6
	d	1	815,1
	e	1	754,1
	f	1	611,9
	g	1	523,1
Combustible	Fuel	10	633,2

Tabla 20: Propiedades termodinámicas del agua/vapor y el agua de refrigeración

Fluido	Punto	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg)
Agua/vapor	1	60	515,0	3458,5	6,928
	2	0,15	54,0	2390,9	7,373
	3	0,15	54,0	225,9	0,755
	4	60	54,6	233,5	0,759
	5	60	275,6	1213,7	3,027
	6	60	275,6	2784,6	5,890
Agua de refrigeración	7	1	25,0	104,9	0,367
	8	1	50,0	209,4	0,704

En las Tablas 21 y 22 se resumen los gastos másicos determinados para los distintos fluidos del ciclo combinado, así como la potencia neta y el rendimiento térmico de cada ciclo, calculados mediante la aplicación de los balances de energía.

Tabla 21: Gastos máxicos del combustible, los gases quemados y el agua de refrigeración

Fluido	Gasto (kg/s)
Combustible	5,19
Gases quemados	305,19
Agua refrigeración	652,69

Tabla 22: Potencia neta y rendimiento térmico de los ciclos

Ciclo	Potencia neta (MW)	Rendimiento térmico (%)
Ciclo TG	83,5	32,2
Ciclo TV	33,4	32,9
Ciclo combinado	116,9	45,1

El ciclo combinado produce una potencia neta de unos 117 MW, en su mayoría generada por el ciclo turbina de gas, cuya potencia representa cerca del 70% de la potencia total (Tabla 22).

Debido al aprovechamiento de los gases de escape de la turbina de gas para generar vapor, el rendimiento térmico del ciclo combinado es significativamente mayor que el rendimiento térmico de los ciclos por separado. El ciclo combinado posee un rendimiento térmico cercano al 45%, mientras el rendimiento de los ciclos individuales está en torno a un 32%, por lo que la combinación de los dos ciclos supone un incremento del 38% aproximadamente.

7.2. Análisis exerético del ciclo combinado

Las exergías obtenidas para todos los puntos característicos del ciclo combinado se muestran en las Tablas 23 y 24.

Tabla 23: Exergías del aire, los gases quemados y el combustible

Fluido	Punto	Exergía (kJ/kg)
Aire	a	0,0
	b	310,3
Gases quemados	c	906,0
	d	269,7
	e	226,5
	f	135,4
	g	87,5
Combustible	Fuel	53605,8

Tabla 24: Exergías del agua/vapor y el agua de refrigeración

Fluido	Punto	Exergía (kJ/kg)
Agua/vapor	1	1398,5
	2	198,2
	3	5,5
	4	11,7
	5	316,1
	6	1033,8
Agua de refrigeración	7	0,0
	8	4,2

7.2.1. Eficiencia energética de los equipos del ciclo combinado

La exergía destruida en cada equipo del ciclo combinado, determinada a partir de los balances de exergía, se presenta en la Tabla 25.

Tabla 25: Exergía destruida en los equipos del ciclo combinado

Equipo	Exergía destruida (MW)
Compresor	7,95
Turbina de gas	9,64
Cámara de combustión	94,82
Turbina de vapor	4,18
Bomba	0,04
Condensador	3,33
Caldera de recuperación	11,92

La Figura 26 muestra la distribución del porcentaje de exergía destruida en cada uno de ellos. La cámara de combustión es el elemento que más exergía destruye con un 72% del total. Le siguen la caldera de recuperación, la turbina de gas y el compresor con una destrucción de exergía mucho menor, en torno al 6-9%.

El resto de equipos del ciclo combinado presenta una pérdida de exergía muy reducida, que en todos los casos es inferior al 5%, siendo incluso en el caso de la bomba, prácticamente despreciable.

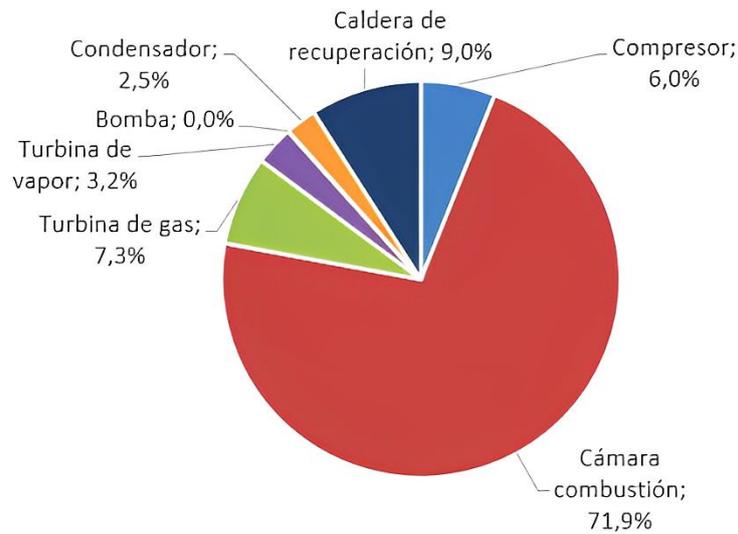


Figura 26: Distribución de la destrucción de exergía en el ciclo combinado

- **Cámara de combustión**

La cámara de combustión es el elemento que causa más pérdida de eficiencia energética en el ciclo combinado, siendo el responsable de casi tres cuartas partes de la exergía total destruida. Esta considerable destrucción de exergía es debida a las importantes irreversibilidades externas que se producen en el combustor, como consecuencia de la reacción de combustión y de los elevados gradientes de temperatura existentes entre el foco caliente (la llama) y el fluido de trabajo. Por tanto, para mejorar la eficiencia energética de esta instalación de ciclo combinado, se deberá tratar de reducir esta elevada diferencia de temperaturas.

- **Caldera de recuperación**

El segundo elemento que más exergía destruye es la caldera de recuperación (9%). La destrucción de exergía en la caldera se debe a las irreversibilidades internas asociadas a las diferencias de temperatura existentes entre los fluidos que intercambian calor (gases y agua).

Al ser la caldera de recuperación uno de los elementos que más exergía destruye del ciclo combinado, resulta interesante analizar la destrucción de exergía en cada uno de sus componentes. Los resultados muestran que la mayor pérdida de exergía se produce en el evaporador y el economizador (Tabla 26).

Tabla 26: Exergía destruida en la caldera de recuperación

Componente	Exergía destruida (MW)
Economizador	5,04
Evaporador	5,20
Sobrecalentador	1,67

La exergía destruida en estos dos componentes es similar y en conjunto representa el 86% de la exergía total destruida en la caldera de recuperación (Figura 27). Esto implica que el intercambio de calor en estos dos componentes es mucho menos eficiente que el llevado a cabo en el sobrecalentador, generando mayores irreversibilidades y pérdida de eficiencia energética.

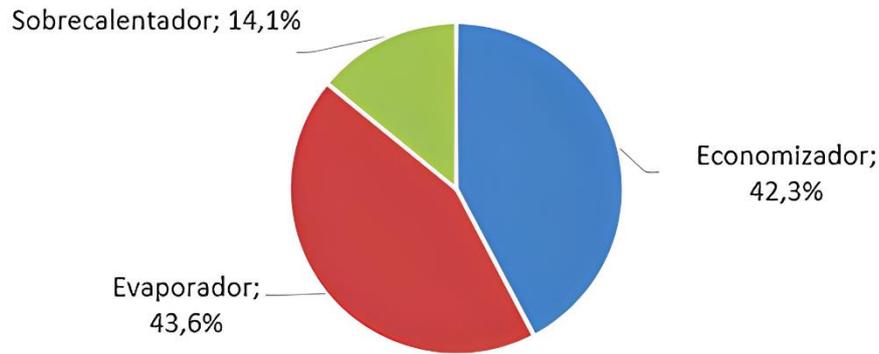


Figura 27: Distribución de la destrucción de exergía en la caldera de recuperación

La elevada exergía destruida en el economizador y el evaporador se debe también al hecho de que, en estos dos componentes de la caldera, la cantidad de calor intercambiado es mayor que en el sobrecalentador (Tabla 27).

Tabla 27: Intercambios de calor en la caldera de recuperación

Componente	Intercambio de calor (MW)
Economizador	30,88
Evaporador	49,48
Sobrecalentador	21,23

- **Compresor y turbinas**

La destrucción de exergía en el compresor y las turbinas se debe a irreversibilidades internas, durante el consumo y la producción de trabajo. La turbina de gas (7%) destruye aproximadamente el doble de exergía que la turbina de vapor (3%), debido a su mayor producción de trabajo. Por otra parte, a pesar de tener un rendimiento isoentrópico menor, el compresor destruye menos exergía que la turbina de gas debido a su menor consumo de trabajo.

- **Condensador**

La destrucción de exergía en el condensador está asociada a las irreversibilidades externas durante el intercambio de calor con el foco frío, producidas como consecuencia de las diferencias de temperatura entre el agua del ciclo y el agua de refrigeración. Estos gradientes de temperatura no son muy elevados, por lo que tampoco lo es la destrucción de exergía en el condensador (2,5%) en comparación con la de los otros equipos del ciclo combinado.

- **Rendimiento exergético de los equipos**

Los rendimientos exergéticos de cada equipo del ciclo combinado se muestran en la Figura 28. La **turbina de gas** y el **compresor** presentan los rendimientos exergéticos más elevados, superiores en ambos casos al 90%.

El rendimiento exergético de la **cámara de combustión** (75%) es muy inferior al del resto de componentes del ciclo de gas, debido a su elevada irreversibilidad.

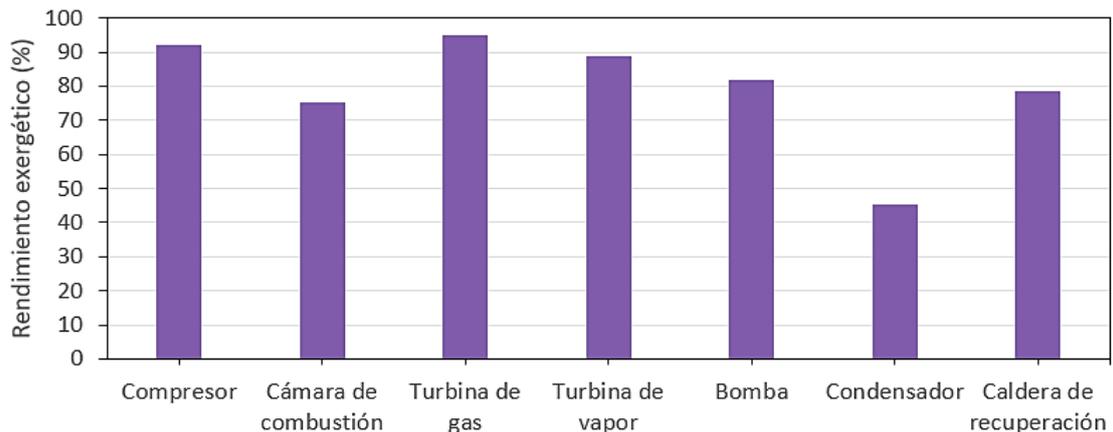


Figura 28: Rendimiento exergético de los equipos del ciclo combinado

La importante destrucción de exergía en la **caldera de recuperación**, también se traduce en un rendimiento exergético inferior (78%). Analizando en detalle el rendimiento exergético de sus componentes, se observa que el economizador es donde el intercambio de calor se realiza de forma menos eficiente, con un rendimiento exergético del 65% (Figura 29). Por su parte, el evaporador y el sobrecalentador presentan rendimientos exergéticos más elevados, superiores al 80%. En el sobrecalentador, donde el intercambio de calor se realiza con una menor irreversibilidad, el rendimiento exergético es próximo al 90%.

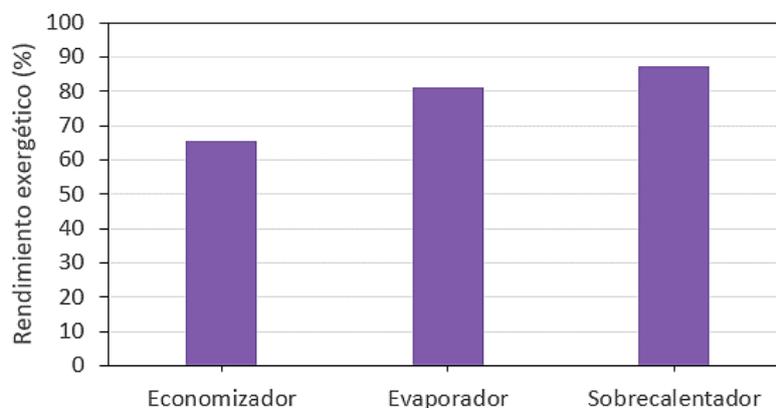


Figura 29: Rendimiento exergético de la caldera de recuperación

7.2.2. Eficiencia energética global del ciclo combinado

Los resultados del **balance de exergía global** de este ciclo combinado se muestran en la Tabla 28. La mayor parte de la exergía aportada se destruye debido a las irreversibilidades existentes en el ciclo. El ciclo combinado permite aprovechar dentro de la propia instalación, parte del elevado contenido exergético de los gases de escape de la turbina de gas, disminuyendo así la exergía que queda disponible como exergía recuperable. En consecuencia, un importante porcentaje de la exergía aportada puede aprovecharse como exergía útil. Esto se traduce en un **rendimiento exergético** del 42% (Tabla 29). Este valor es relativamente elevado, en especial si se compara con los rendimientos característicos de los ciclos individuales.

Tabla 28: Balance de exergía global del ciclo combinado

Balance de exergía global	MW
Exergía aportada	278,23
Exergía recuperable	29,43
Exergía útil	116,92
Exergía destruida	131,87

Los ciclos combinados aprovechan las mejores características de ambos ciclos por separado. Al aprovecharse parte del contenido exergético de los gases de escape de la turbina de gas como foco caliente del ciclo turbina de vapor, se consigue reducir las mayores causas de pérdida de eficiencia energética asociadas a ambos ciclos individuales:

- Por una parte, se consigue reducir la exergía recuperable asociada al ciclo turbina de gas, al reducir el contenido exergético de los gases de escape.
- Por otra parte, se consigue reducir la destrucción de exergía asociada a la absorción de calor en el ciclo turbina de vapor, al reducir el gradiente de temperaturas durante este proceso.

Todo ello compensa las nuevas fuentes de irreversibilidad introducidas y conlleva un aumento del rendimiento exergético del ciclo combinado, en comparación con los ciclos individuales.

Tabla 29: Rendimiento exergético e irreversibilidad del ciclo combinado

Rendimiento exergético	42,0%
Irreversibilidad	47,4%

Por otra parte, el ciclo combinado presenta una **irreversibilidad** del 47% (Tabla 29). Aproximadamente la mitad de la exergía aportada al ciclo se destruye como consecuencia de las irreversibilidades, lo que confirma que la elevada exergía destruida constituye la principal causa de pérdida de eficiencia energética de esta instalación. Esto es debido a la considerable destrucción de exergía por irreversibilidades externas, principalmente en la cámara de combustión, donde se destruye el 34% de la exergía aportada al ciclo combinado (Figura 30). En

conjunto, la exergía destruida por irreversibilidades internas únicamente representa el 12% de la exergía aportada.

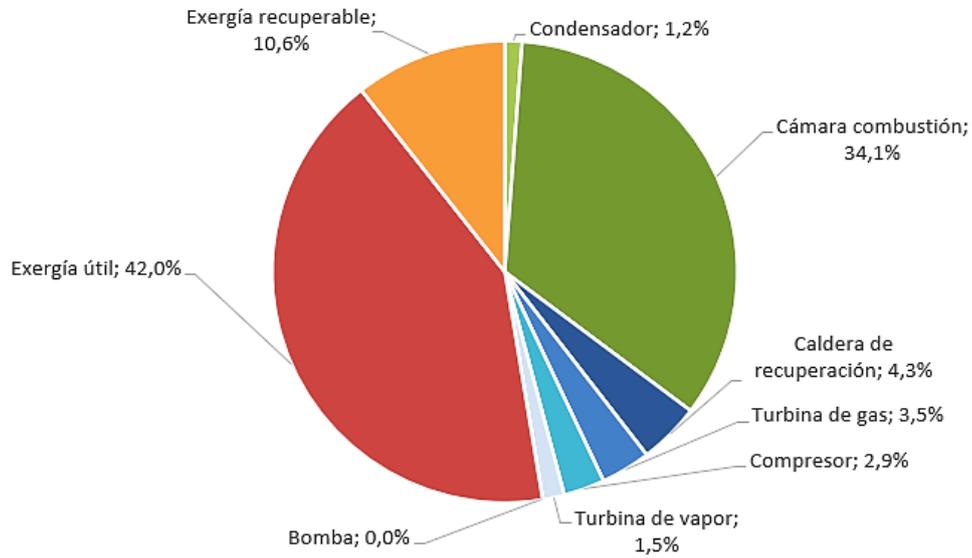


Figura 30: Distribución de la exergía aportada al ciclo combinado. Destrucción de exergía por irreversibilidades internas (azul) y externas (verde)

8. INFLUENCIA DE PARÁMETROS DE DISEÑO EN LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO COMBINADO

A continuación, se ha analizado la influencia de diversos parámetros en la eficiencia energética del ciclo combinado. Como parámetros a analizar se han escogido los siguientes, por ser los más característicos de este tipo de ciclos:

- Relación de compresión
- Exceso de aire
- Temperatura máxima del vapor
- Presión de la caldera
- Presión del condensador

Se ha estudiado la variación de los principales indicadores energéticos (rendimiento térmico, potencia) y exergéticos (destrucción de exergía, rendimiento exergético, irreversibilidad) del ciclo combinado con cada uno de estos parámetros.

8.1. Relación de compresión

La relación de compresión es un parámetro de funcionamiento característico del ciclo turbina de gas, que no afecta al ciclo turbina de vapor. Su influencia en la destrucción de exergía de los componentes del ciclo turbina de gas y de la caldera de recuperación se ha estudiado en el rango 4-11 bar.

La relación de compresión afecta de forma distinta a la destrucción de exergía de cada uno de estos componentes (Figura 31). La exergía destruida en el **compresor** y la **turbina** aumenta de forma significativa, debido a que tanto la exergía que acompaña al trabajo como la variación de exergía del aire/gases aumentan con la relación de compresión. Estos dos elementos son los más afectados por cambios en la relación de compresión, aunque este parámetro afecta principalmente a la destrucción de exergía en la turbina, cuyo valor prácticamente se duplica en el rango analizado.

Por el contrario, la destrucción de exergía en la **cámara de combustión** disminuye con la relación de compresión (~16%), debido a la reducción del gradiente de temperatura con el foco caliente que conlleva el aumento de la temperatura de salida del compresor. En definitiva, a mayor relación de compresión, se producen menos irreversibilidades externas en el intercambio de calor con el foco caliente.

De igual forma, la exergía destruida en la **caldera de recuperación** también disminuye al aumentar la relación de compresión. A mayor relación de compresión, menor temperatura de salida de los gases quemados de la turbina y, por tanto, menor diferencia de temperatura entre los fluidos que intercambian calor en la caldera. En consecuencia, las irreversibilidades internas asociadas a este intercambio de calor se reducen considerablemente. En el rango analizado, la exergía destruida en la caldera disminuye un 30%.

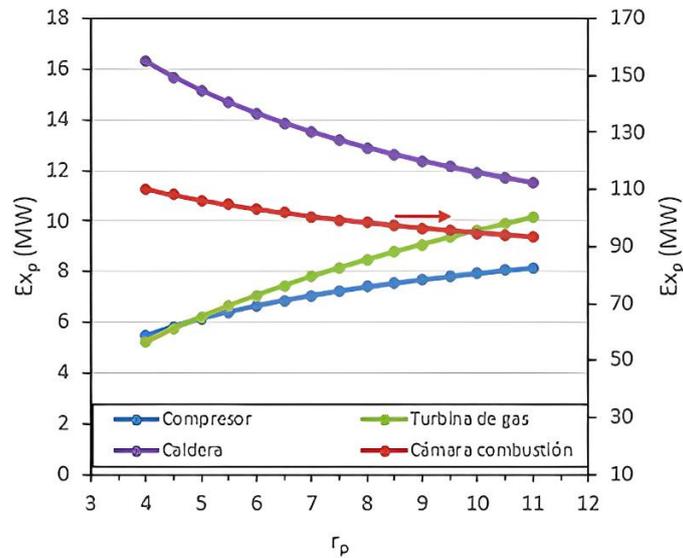


Figura 31: Destrucción de exergía en función de la relación de compresión

Esta reducción en la destrucción de exergía se traduce en una mejora del rendimiento exergético de los distintos componentes de la caldera con la relación de compresión (Figura 32). El economizador que, como se ha visto, es el elemento donde el intercambio de calor se realiza de forma menos eficiente, es el que experimenta un mayor aumento de su rendimiento exergético (~14%).

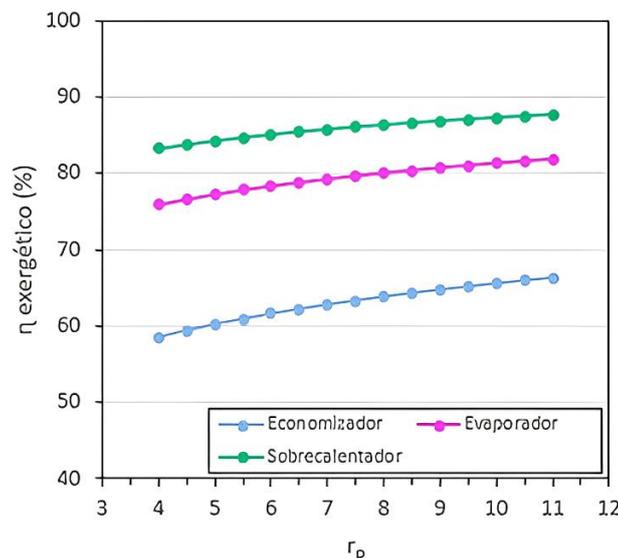


Figura 32: Rendimiento exergético de la caldera de recuperación en función de la relación de compresión

En conjunto, la **irreversibilidad** total del ciclo combinado disminuye en torno a un 10% en este rango de relaciones de compresión, como consecuencia del mayor peso de la caldera de recuperación y, especialmente, de la cámara de combustión en la destrucción de exergía total (Figura 33). Como resultado, el **rendimiento exergético** del ciclo se incrementa un 30% en este rango, lo que confirma que la eficiencia energética del ciclo combinado mejora considerablemente al aumentar la relación de compresión.

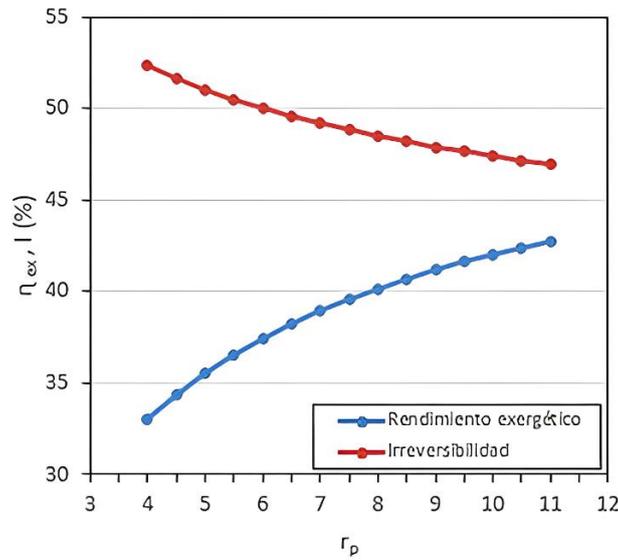


Figura 33: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la relación de compresión

Los parámetros energéticos confirman esta tendencia. Como es de esperar, a mayor relación de compresión, se obtiene mayor **potencia neta** y un mejor **rendimiento térmico** en el ciclo (Figura 34). En el rango analizado, ambos parámetros experimentan un incremento significativo del 31%, del mismo orden de magnitud que el rendimiento exergético.

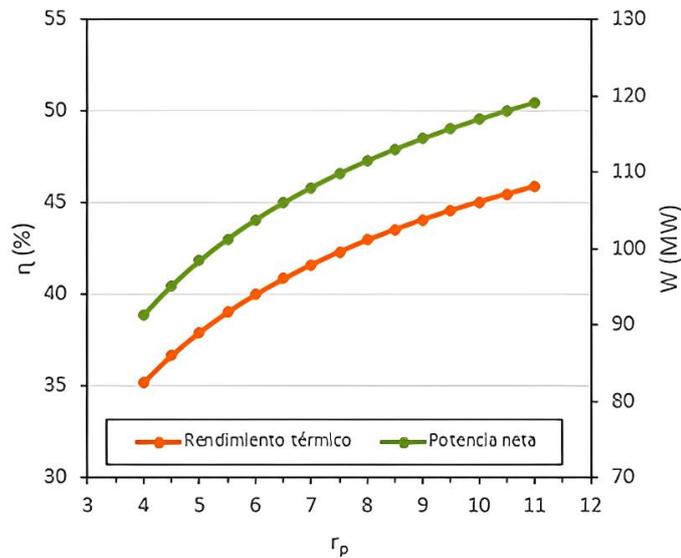


Figura 34: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la relación de compresión

En conclusión, la relación de compresión tiene un efecto importante en la eficiencia energética del ciclo combinado. Una mayor relación de compresión mejora de forma significativa las prestaciones del ciclo, tanto en términos energéticos como exergéticos.

8.2. Exceso de aire en la combustión

El exceso de aire es un parámetro ligado a la reacción de combustión. Es, por tanto, de gran importancia en el funcionamiento de la cámara de combustión y, por extensión, también en el funcionamiento posterior de la turbina de gas y la caldera de recuperación. En este caso, se ha analizado su influencia en la destrucción de exergía de estos componentes para valores comprendidos entre 1,5 y 3,45.

Se observa que, al realizar la combustión con mayor exceso de aire, disminuye la destrucción de exergía en todos ellos (Figura 35). La **cámara de combustión** experimenta una importante reducción en la exergía destruida, del orden del 40% respecto del valor inicial. Con mayor exceso de aire, se produce menos potencia térmica al quemarse menos combustible (Figura 36), por lo que la reacción de combustión genera menos irreversibilidades y destruye menos exergía.

Una combustión con mayor exceso de aire también se traduce en una menor destrucción de exergía en la **turbina de gas**, aunque en mucha menor medida que en el combustor (4%). La disminución de la temperatura de los gases de combustión que se produce en ese caso conlleva, para una determinada relación de compresión, una reducción tanto de la exergía que acompaña al trabajo de expansión, como de la variación de exergía de los gases.

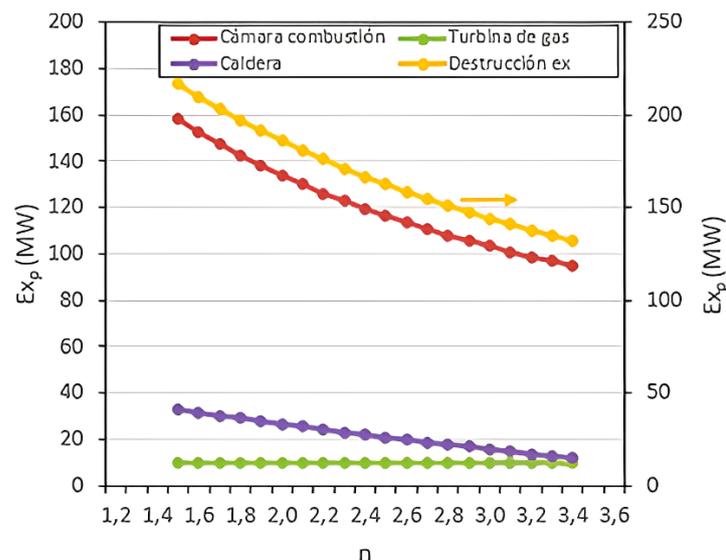


Figura 35: Destrucción de exergía en función del exceso de aire

De igual forma, las menores temperaturas alcanzadas por los gases de la combustión al operar con mayor exceso de aire suponen menores diferencias de temperatura entre los fluidos que intercambian calor en la **caldera de recuperación**. Así, a mayor exceso de aire, el intercambio de calor en la caldera se lleva a cabo con menos irreversibilidades y de forma más eficiente. Como resultado, la destrucción de exergía en la caldera de recuperación disminuye de forma muy significativa con el exceso de aire (~65%).

En consecuencia, la **destrucción de exergía total** del ciclo combinado también se reduce de forma apreciable al aumentar el exceso de aire (40%).

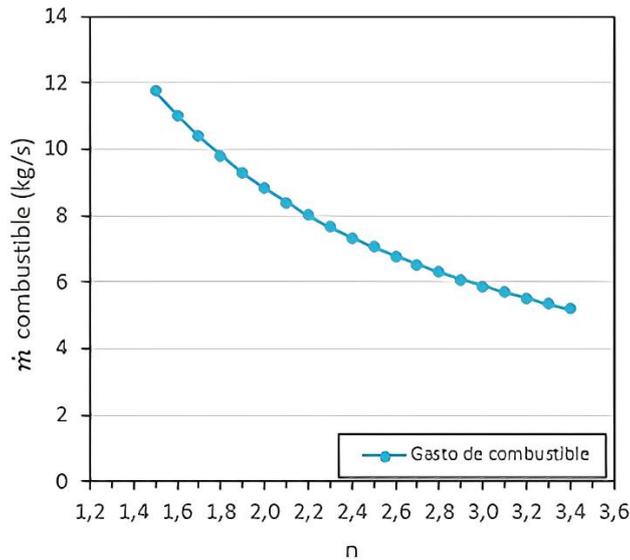


Figura 36: Gasto de combustible en función del exceso de aire

Por el contrario, la **irreversibilidad** aumenta considerablemente con el exceso de aire en proporción similar (38%) (Figura 37). Esto es debido a que la exergía aportada disminuye, como consecuencia del menor gasto de combustible que se requiere en las combustiones con mayor exceso de aire.

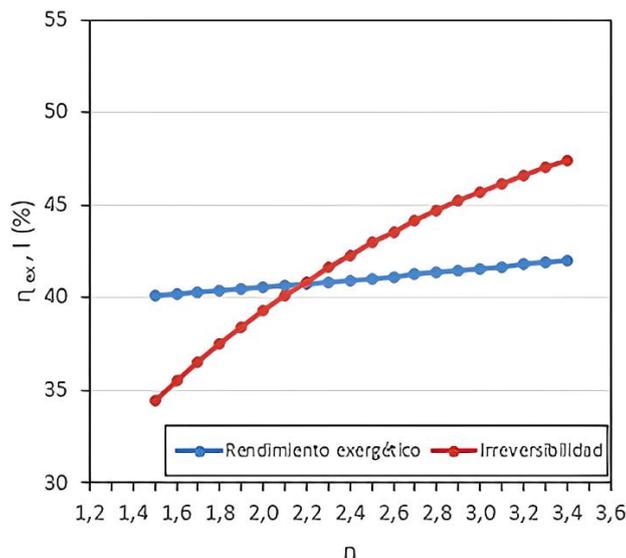


Figura 37: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función del exceso de aire

A pesar de esta reducción de la exergía aportada, el **rendimiento exergético** presenta una mejora más moderada de lo esperado (5%), como resultado de una disminución de la exergía útil asociada a la potencia neta del ciclo, al operar con mayor exceso de aire. En efecto, como se puede apreciar en la Figura 38, en el rango considerado, la **potencia neta** del ciclo combinado se reduce a prácticamente la mitad. A mayor exceso de aire, y para una relación de compresión determinada, la potencia desarrollada por la turbina de gas disminuye, lo que conlleva una reducción tanto de la potencia neta del ciclo de gas, como de la del ciclo combinado.

Pese a esta reducción de la potencia del ciclo combinado, el **rendimiento térmico** mejora ligeramente (Figura 38), debido al menor aporte de calor en la cámara de combustión. Como se ha comentado, a mayor exceso de aire, menor consumo de combustible, lo que supone una potencia térmica menor asociada a la combustión. La mejora del rendimiento térmico (5%) es del mismo orden de magnitud que la observada para el rendimiento exergético.

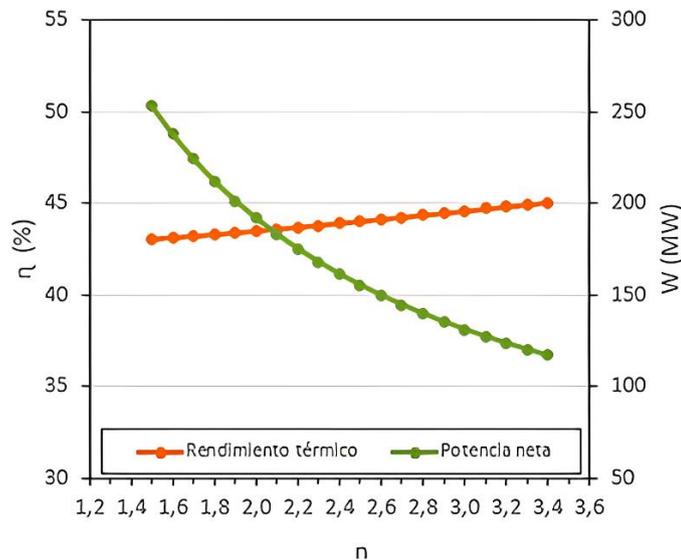


Figura 38: Rendimiento térmico y potencia neta en función del exceso de aire

En conclusión, el exceso de aire produce efectos opuestos en la eficiencia energética del ciclo combinado, tanto en términos energéticos como exergéticos, que únicamente conducen a una ligera mejora del rendimiento térmico y del rendimiento exergético. Una combustión con mayor exceso de aire permite reducir considerablemente la destrucción de exergía, pero al mismo tiempo disminuye apreciablemente la potencia neta y, en consecuencia, la cantidad de exergía aprovechada en el ciclo combinado. No obstante, en estas condiciones de operación, el consumo de combustible se reduce significativamente (56%), lo que puede suponer un importante ahorro económico.

8.3. Temperatura máxima del vapor

La temperatura máxima del vapor es un parámetro relacionado con la generación del vapor que afecta principalmente al funcionamiento de la caldera de recuperación y la turbina de vapor y, en menor medida, al condensador. Su influencia en la destrucción de exergía de estos componentes se ha analizado en el rango 400 – 521°C.

Los resultados muestran que esta temperatura afecta de manera diferente a la destrucción de exergía de cada uno de ellos, aunque siempre de forma moderada (Figura 39). La **turbina de vapor** es el componente más sensible a cambios en la temperatura máxima del vapor. Un aumento de esta temperatura en el rango considerado conduce a un incremento de su destrucción de exergía cercano al 15%. Esto es debido a que cuanto mayor es la temperatura del vapor, mayor es la exergía asociada al trabajo de expansión, así como la variación del contenido exergético del vapor a su paso por la turbina.

Aunque en menor proporción, la exergía destruida en el **condensador** también se incrementa ligeramente con esta temperatura (~7%), debido tanto al aumento del contenido exergético del vapor a la salida de la turbina, como al mayor gasto de agua de refrigeración.

Por el contrario, la exergía destruida en la **caldera de recuperación** se reduce un 10% aproximadamente, al aumentar la temperatura del vapor. La producción de un vapor más caliente disminuye los gradientes de temperatura y, en definitiva, las irreversibilidades internas en el intercambio de calor en la caldera.

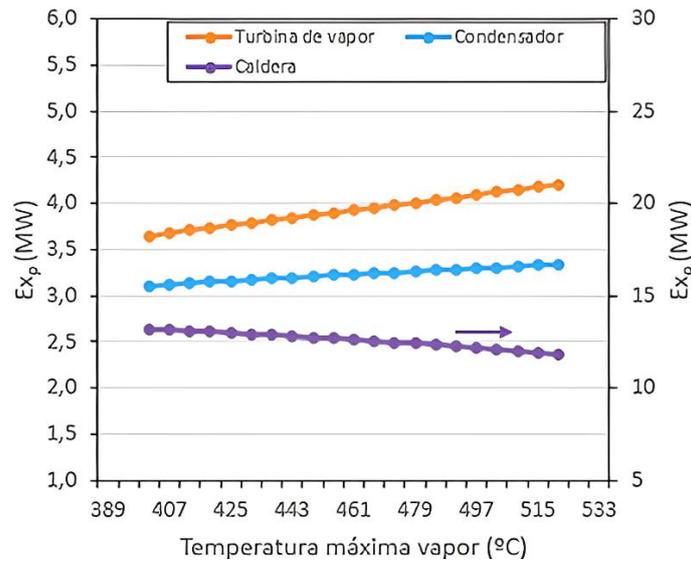


Figura 39: Destrucción de exergía en función de la temperatura máxima del vapor

Debido a estos efectos contrapuestos, la **irreversibilidad** del ciclo se mantiene prácticamente constante en el rango de temperaturas analizado (Figura 40). El **rendimiento exergético** presenta una ligera mejora (4%), debido principalmente al incremento de la exergía útil.

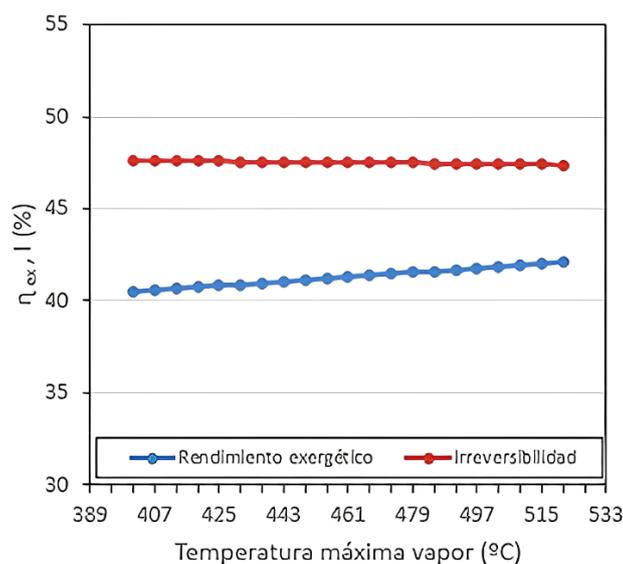


Figura 40: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la temperatura máxima del vapor

En efecto, los parámetros energéticos muestran un ligero aumento de la **potencia neta** del ciclo (4%), como consecuencia de la mayor potencia producida en la turbina al expandir un vapor a mayor temperatura (Figura 41). Esto a su vez conlleva una ligera mejora del **rendimiento térmico** del ciclo combinado, en un porcentaje similar.

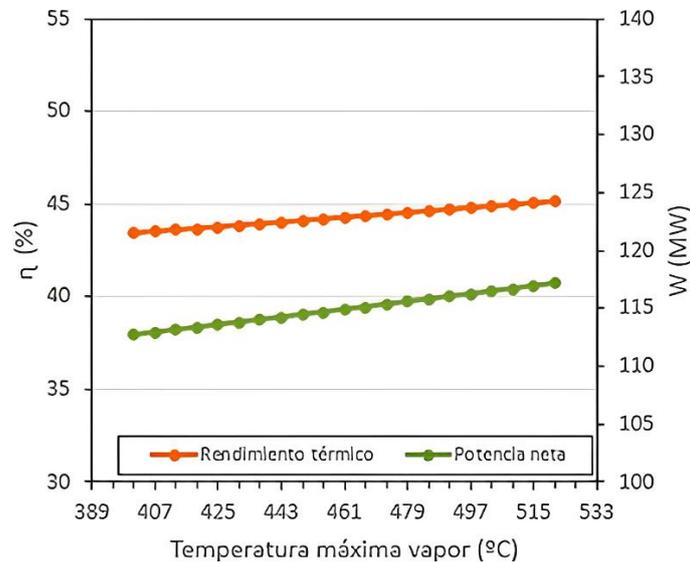


Figura 41: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la temperatura máxima del vapor

En conclusión, la temperatura máxima del vapor tiene un efecto moderado en la eficiencia energética del ciclo combinado. Una mayor temperatura del vapor producido en la caldera aumenta ligeramente la potencia neta, lo que se traduce en una ligera mejora tanto de su rendimiento térmico como de su rendimiento exergético. La temperatura máxima del vapor no afecta a la destrucción de exergía total del ciclo, que permanece constante en el rango analizado.

8.4. Presión de la caldera

La presión de la caldera es un parámetro de funcionamiento característico del ciclo turbina de vapor, que no afecta al ciclo turbina de gas. Su efecto en la destrucción de exergía de los componentes del ciclo turbina de vapor y la caldera de recuperación se ha analizado en el rango 30-135 bar.

La presión de la caldera afecta de distinta manera a la destrucción de exergía de cada uno de estos componentes (Figura 42). La destrucción de exergía en la **turbina de vapor** y la **bomba** aumenta, puesto que tanto la exergía asociada al trabajo como la variación de exergía del fluido aumentan con la presión de la caldera. Aunque la exergía destruida en la bomba prácticamente se quintuplica, su valor sigue siendo despreciable frente al del resto de componentes. Por su parte, la destrucción de exergía en la turbina se incrementa un 13%.

Por el contrario, la destrucción de exergía en el **condensador** disminuye ligeramente con la presión de la caldera (11%), debido a la disminución del contenido exergético del vapor producido en la turbina.

La cantidad de exergía destruida en la **caldera de recuperación** también disminuye al aumentar la presión. A mayor presión de operación, mayor temperatura de saturación del agua, lo que conlleva a su vez menores gradientes de temperatura y menores irreversibilidades internas en el intercambio de calor con los gases. La caldera de recuperación es el elemento que se ve más afectado por cambios en su presión, observándose una reducción de su destrucción de exergía de un 37% en el rango analizado.

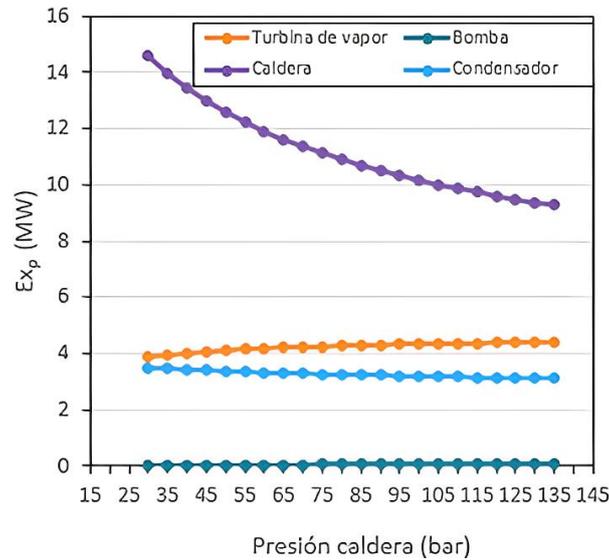


Figura 42: Destrucción de exergía en función de la presión de la caldera

Debido a estos efectos contrapuestos, sólo se aprecia una ligera reducción de la **irreversibilidad** con la presión de la caldera (4%) (Figura 43). En consecuencia, el **rendimiento exergético** del ciclo combinado apenas mejora ligeramente (3%) en el rango de presiones analizado.

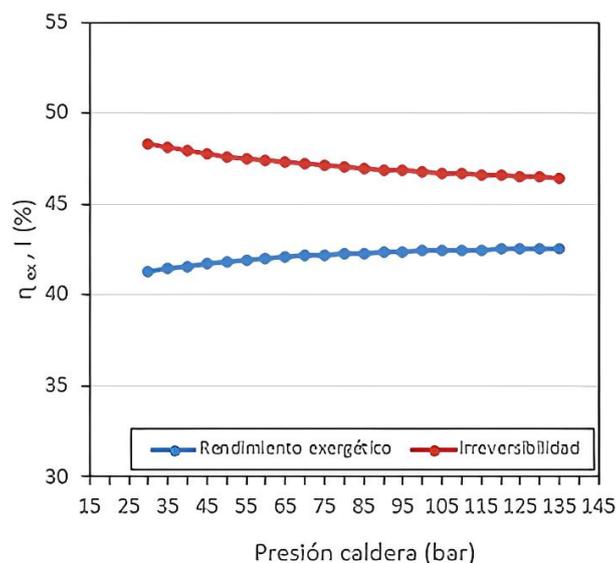


Figura 43: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la presión de la caldera

Los parámetros energéticos presentan una tendencia similar (Figura 44). A mayor presión de la caldera, tanto la **potencia neta** como el **rendimiento térmico** del ciclo se incrementan

ligeramente debido al aumento del trabajo de expansión en la turbina. En el rango analizado, la mejora de ambos parámetros es poco significativa (alrededor de un 3%), y es similar a la observada para el rendimiento exergético.

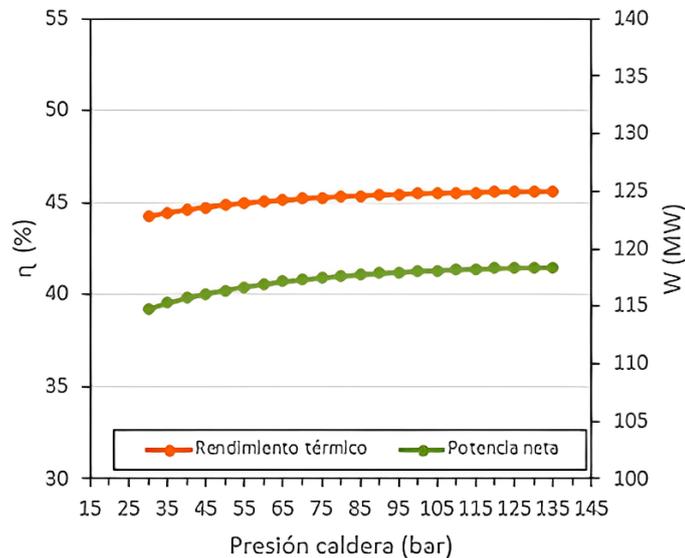


Figura 44: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la presión de la caldera

En conclusión, la presión de la caldera tiene un efecto moderado en la eficiencia energética del ciclo combinado. Aunque la eficiencia energética de la caldera de recuperación mejora sustancialmente, en conjunto, un incremento de la presión de la caldera únicamente mejora ligeramente las prestaciones del ciclo, tanto en términos energéticos como exergéticos.

8.5. Presión del condensador

La presión del condensador es otro parámetro característico del funcionamiento del ciclo turbina de vapor. Su efecto en la destrucción de exergía de los componentes de este ciclo y de la caldera de recuperación se ha analizado en el rango 0,14-0,26 bar (Figura 45).

Al disminuir la presión del condensador, se observa un ligero incremento de la destrucción de exergía en la **turbina de vapor** (9%) y en menor medida también en la **bomba** (2%), dado que tanto la exergía asociada al trabajo como la variación de exergía del agua aumentan. Aunque la exergía destruida en la bomba tiende a aumentar levemente, su valor sigue siendo despreciable frente al del resto de componentes.

La cantidad de exergía destruida en la **caldera de recuperación** también se incrementa ligeramente al disminuir la presión del condensador (~4%), al reducirse la temperatura del agua que se alimenta a la caldera. Esto conlleva mayores diferencias de temperatura entre ambos fluidos lo que, a su vez, genera mayores irreversibilidades internas en el intercambio de calor en la caldera.

Por el contrario, la exergía destruida en el **condensador** prácticamente se reduce a la mitad al disminuir su presión de operación. A menor presión, menor temperatura de saturación y, por tanto, menor diferencia de temperatura entre los fluidos que intercambian calor y menores

irreversibilidades externas. No obstante, la cantidad de exergía destruida en el condensador es muy inferior a la destruida en otros elementos, como la caldera de recuperación.

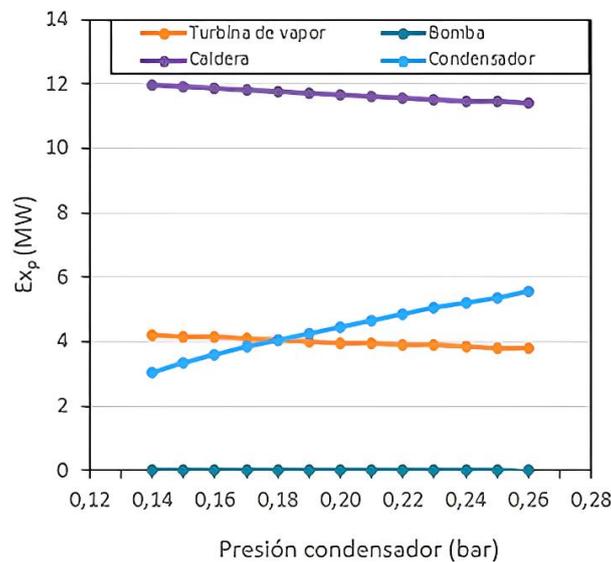


Figura 45: Destrucción de exergía en función de la presión del condensador

Como resultado de estas tendencias, así como del menor peso del condensador en la destrucción de exergía total, tanto la **irreversibilidad** como el **rendimiento exergético** del ciclo combinado prácticamente no se modifican al variar la presión del condensador (Figura 46). Al reducir esta presión, el rendimiento exergético experimenta una ligera mejora cercana al 2%, como consecuencia de una reducción de la irreversibilidad en un porcentaje similar.

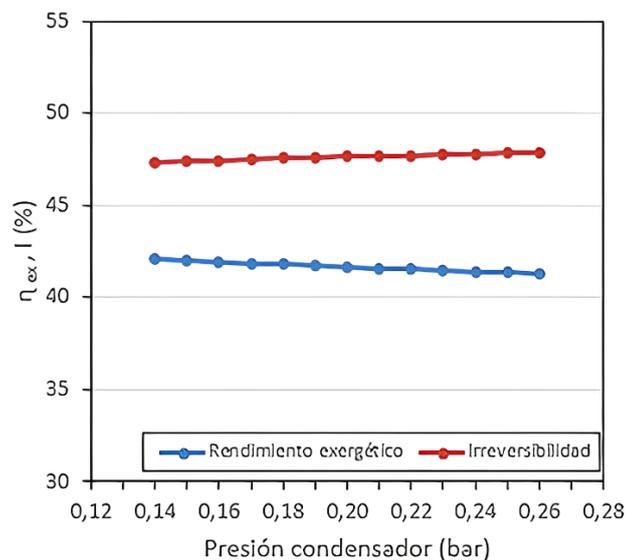


Figura 46: Rendimiento exergético e irreversibilidad en función de la presión del condensador

De igual forma, los parámetros energéticos apenas se ven afectados por cambios en la presión del condensador (Figura 47). Una disminución de la presión mínima del ciclo conduce a una

ligera mejora de la **potencia neta** (~2%), al incrementarse la potencia desarrollada por la turbina de vapor, que se traduce en una mejora similar del **rendimiento térmico**.

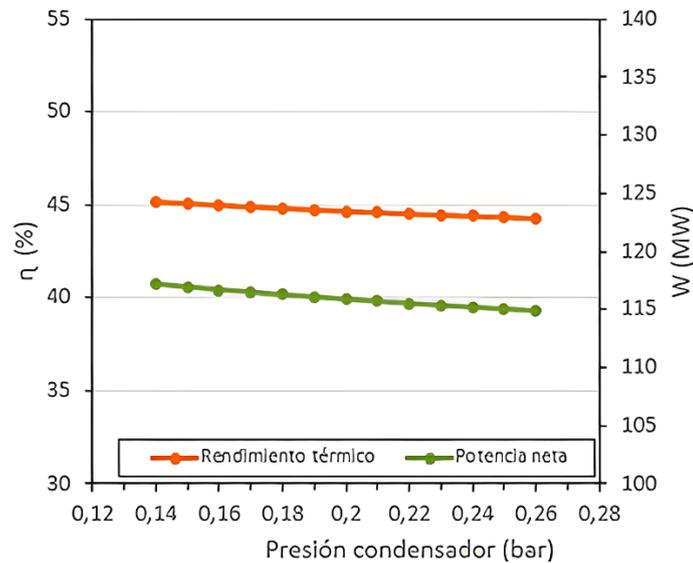


Figura 47: Rendimiento térmico y potencia neta en función de la presión del condensador

En conclusión, la presión del condensador apenas influye en la eficiencia energética del ciclo combinado. Aunque la eficiencia del condensador mejora significativamente a presiones bajas, una disminución de la presión del condensador únicamente se traduce en una mejora muy poco significativa de las prestaciones globales del ciclo, tanto en términos energéticos como exergéticos.

9. OPTIMIZACIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DEL CICLO COMBINADO

Por último, se ha optimizado el ciclo combinado tanto desde el punto de vista exergético como energético. La optimización se ha realizado modificando los principales parámetros de diseño analizados en el apartado anterior (relación de compresión, exceso de aire, temperatura máxima del vapor, presión de la caldera y presión del condensador), considerando las siguientes **restricciones** (Tabla 30):

Tabla 30: Restricciones para la optimización del ciclo combinado

Máxima relación de compresión en la turbina de gas	30
Máxima presión del vapor a la salida de la caldera de recuperación	190 bar
Máxima temperatura del vapor a la salida de la caldera de recuperación	600 °C
Mínimo título del vapor a la salida de la turbina de vapor	0,85
Máxima temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión	1300 °C
Mínima <i>superheat approach difference</i>	20 °C
Mínima diferencia de temperaturas en el <i>pinch point</i>	10 °C
Mínima temperatura de salida de los gases de la caldera de recuperación (<i>stack temperature</i>)	90 °C
Mínima diferencia entre la temperatura de saturación del agua y la temperatura de entrada del agua de refrigeración al condensador	28 °C

Las condiciones óptimas de operación se han determinado tomando como **criterio** para la optimización alguno de los principales parámetros exergéticos y energéticos (Tabla 31), comparándose posteriormente los resultados obtenidos en cada caso. Adicionalmente, se ha analizado la influencia de la temperatura del ambiente en la optimización del ciclo combinado.

Tabla 31: Criterios para la optimización del ciclo combinado

Ciclo optimizado	Criterio
1	Maximización del rendimiento exergético
2	Minimización de la irreversibilidad
3	Maximización del rendimiento térmico
4	Maximización de la potencia neta

Este análisis de optimización multiparamétrica se ha realizado con la herramienta *Solver* de Excel.

9.1. Análisis comparativo: criterios de optimización

Los resultados obtenidos en la optimización del ciclo combinado en base a los distintos criterios energéticos y exergéticos considerados, se muestran en la Tabla 32. Se observa que, independientemente del criterio de optimización escogido, para optimizar el ciclo inicial se debería incrementar considerablemente la relación de compresión (entre ~12 y ~29) y la presión de la caldera (entre ~100 y 190 bar), además de operar con una presión algo menor en el condensador (0,143 bar). En función del criterio elegido, la optimización del ciclo se conseguiría realizando la combustión con un exceso de aire algo inferior (2,7-2,9) o igual al inicial. En cuanto a la temperatura del vapor producido en la turbina, su valor óptimo podría ser tanto superior (565-600°C) como inferior (~473°C) al inicial, dependiendo del criterio elegido para optimizar el ciclo.

Tabla 32: Condiciones de operación del ciclo inicial y los ciclos optimizados

Parámetro	r_p	n	$T_{m\acute{a}x}$ (°C)	p_{cald} (bar)	p_{cond} (bar)	η_{ex} (%)	I (%)	η (%)	W (MW)	
Ciclo inicial	10,0	3,4	515,0	60,0	0,150	42,0	47,4	45,1	116,9	
Ciclo optimizado	1	29,5	3,4	473,6	103,4	0,143	48,5	42,8	52,5	136,1
	2	16,6	2,9	565,1	190,0	0,143	46,6	41,9	50,2	153,0
	3	29,7	3,4	472,8	100,8	0,143	48,5	42,8	52,5	135,9
	4	12,3	2,7	600,0	190,0	0,143	44,7	42,1	47,9	156,3

En general, cabe destacar que las optimizaciones basadas en la maximización del rendimiento exergético (Opt. 1) y el rendimiento energético (Opt. 3) conducen a condiciones de operación prácticamente idénticas (Figura 48). Mientras que, por su parte, la minimización de la irreversibilidad (Opt. 2) y la maximización de la potencia neta (Opt. 4) también resultan a su vez en un conjunto de parámetros de funcionamiento óptimos similar entre sí, aunque distinto al anterior.

Por tanto, se puede concluir que para optimizar la eficiencia energética del ciclo combinado, el criterio de optimización más adecuado sería la **maximización del rendimiento exergético**, o equivalentemente del **rendimiento térmico**. Por otra parte, cuando resulte prioritario conseguir una mayor potencia del ciclo, el criterio de optimización más adecuado sería la **maximización de la potencia neta**. En ese caso, además se estaría en condiciones muy cercanas a las de **mínima irreversibilidad**.

A continuación, se analizan los resultados obtenidos en estos dos tipos de optimizaciones.

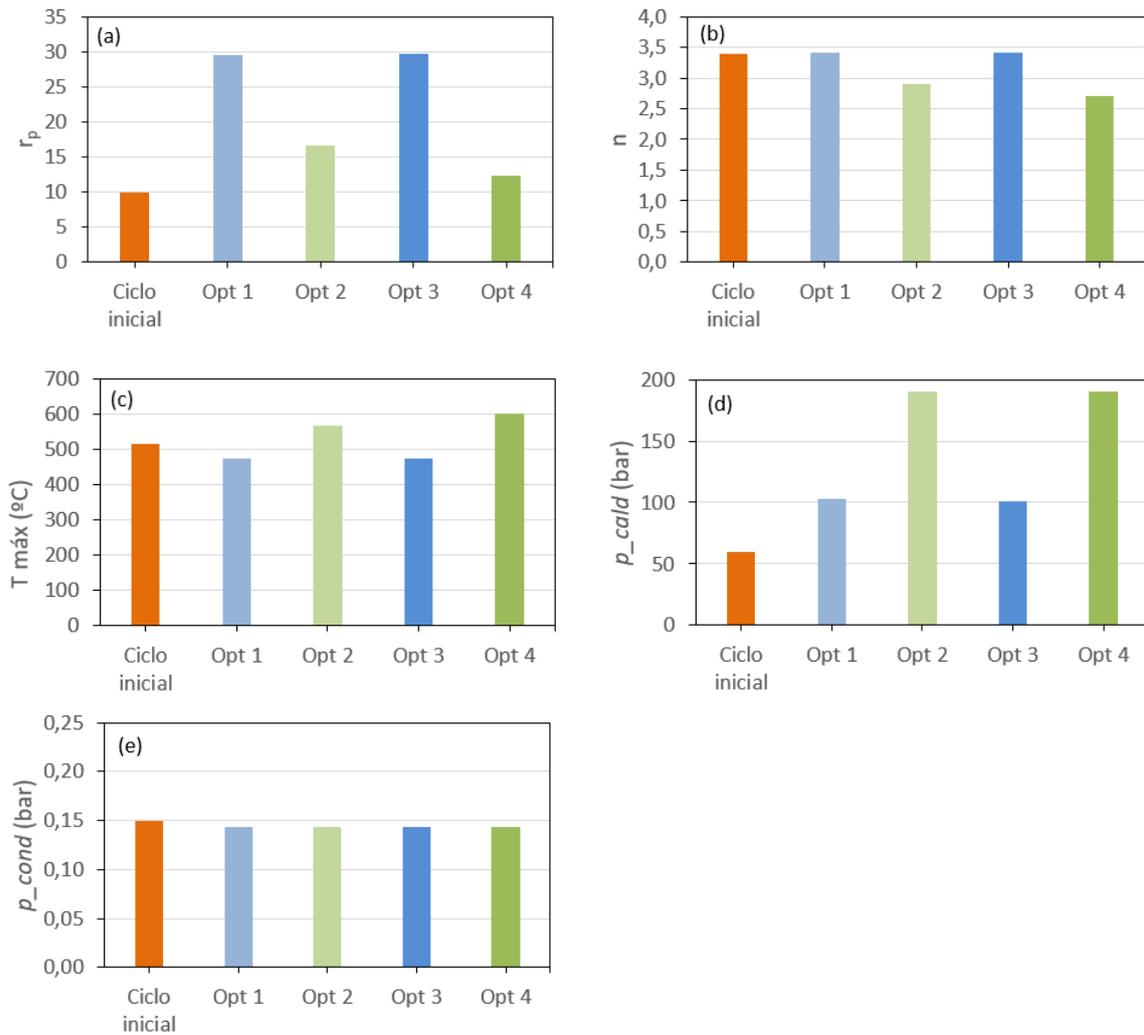


Figura 48: Condiciones de operación del ciclo inicial y los ciclos optimizados: (a) relación de compresión, (b) exceso de aire, (c) temperatura máxima del vapor, (d) presión de la caldera y (e) presión del condensador

9.1.1. Maximización del rendimiento exergético y del rendimiento térmico

De acuerdo con los resultados obtenidos, para optimizar la eficiencia del ciclo combinado convendría operar con una relación de compresión elevada (29,5), exceso de aire apreciable en la cámara de combustión (3,4), pero con una presión de la caldera (~100 bar) y temperatura del vapor producido (473°C) moderadas (Tabla 32). En definitiva, convendría maximizar las condiciones de operación del ciclo de gas frente a las del ciclo de vapor, operando en condiciones de máxima relación de compresión permitida.

Con estas condiciones de operación, se conseguiría maximizar el rendimiento exergético del ciclo combinado hasta un valor del 48,5%, reduciéndose su irreversibilidad hasta el 42,8% y la exergía desaprovechada hasta el 8,7%. Esto supondría una mejora en torno al 15% del rendimiento exergético y una reducción cercana al 10% de las irreversibilidades del ciclo (Figura 49).

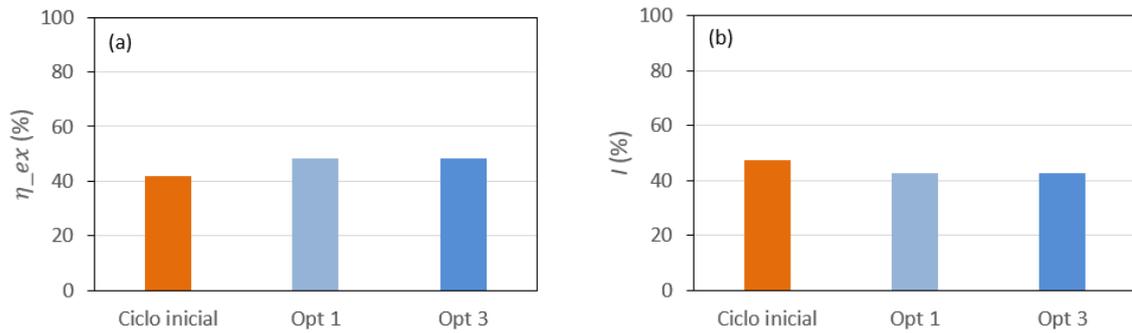


Figura 49: (a) Rendimiento exergetico e (b) irreversibilidad del ciclo inicial y los ciclos con eficiencia energética optimizada

Analizando en detalle la destrucción de exergía en cada elemento del ciclo combinado, se observa que esta optimización de la eficiencia energética se debería principalmente a que, en estas condiciones de operación, se minimizaría la cantidad de exergía destruida en la cámara de combustión y la caldera de recuperación, que son los elementos con mayor irreversibilidad (Figura 50).

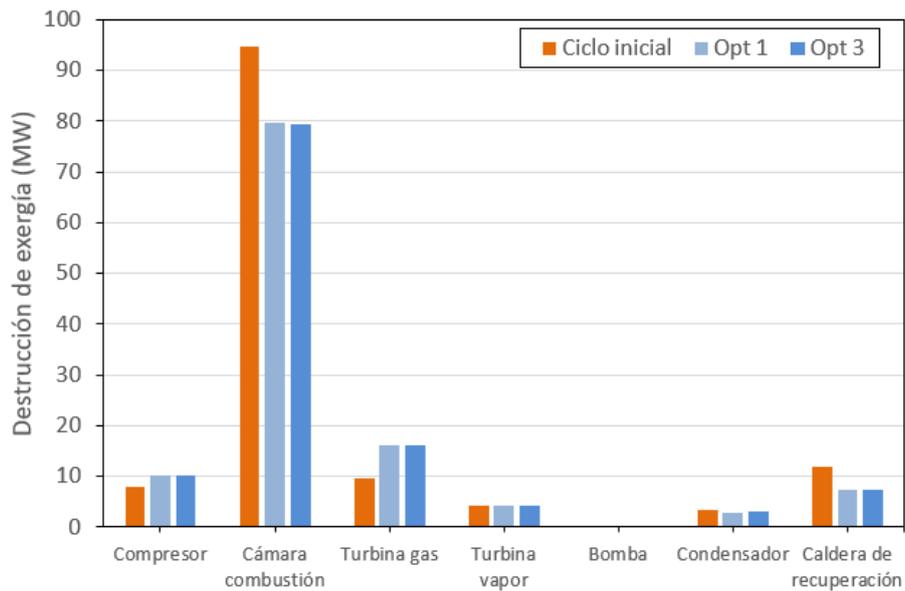


Figura 50: Destrucción de exergía del ciclo inicial y los ciclos con eficiencia energética optimizada

En cuanto a los parámetros energéticos, con estas condiciones de operación se conseguiría asimismo maximizar al mismo tiempo el rendimiento térmico hasta un valor del 52,5%, y mejorar la potencia neta del ciclo combinado hasta 136,1 MW, lo que supondría en ambos casos un incremento del 16%, aproximadamente (Figura 51).

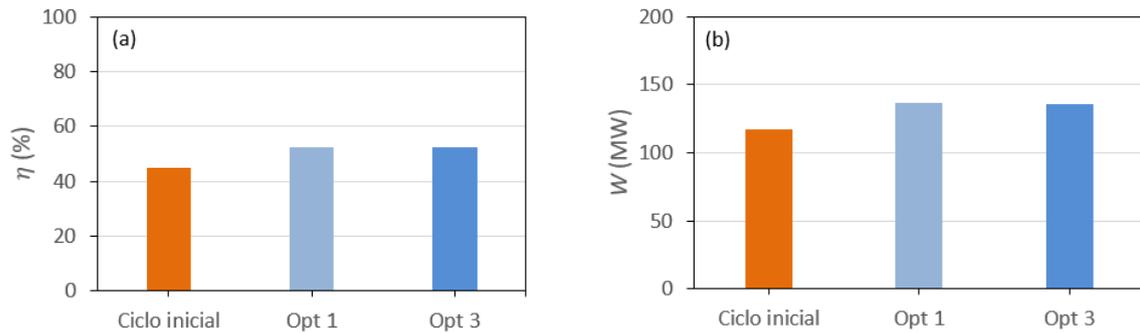


Figura 51: (a) Rendimiento térmico y (b) potencia neta del ciclo inicial y los ciclos con eficiencia energética optimizada

9.1.2. Maximización de la potencia neta

En el caso de querer optimizar la potencia neta, el ciclo debería operar con una relación de compresión moderada (12,3 bar), menor exceso de aire en el combustor (2,7), pero con una presión de la caldera muy elevada (190 bar) y una temperatura del vapor producido considerable (600°C) (Tabla 32). Es decir, convendría maximizar las condiciones de operación del ciclo de vapor frente a las del ciclo de gas, operando con la máxima presión de la caldera y la máxima temperatura del vapor permitidas.

Con estas condiciones, se conseguiría maximizar la potencia neta del ciclo combinado hasta un valor de 156,3 MW, lo que supondría un incremento sustancial de este parámetro, cercano al 34% (Figura 52). Aunque más moderada, también se lograría una mejora del rendimiento térmico en un 6%, aproximadamente.

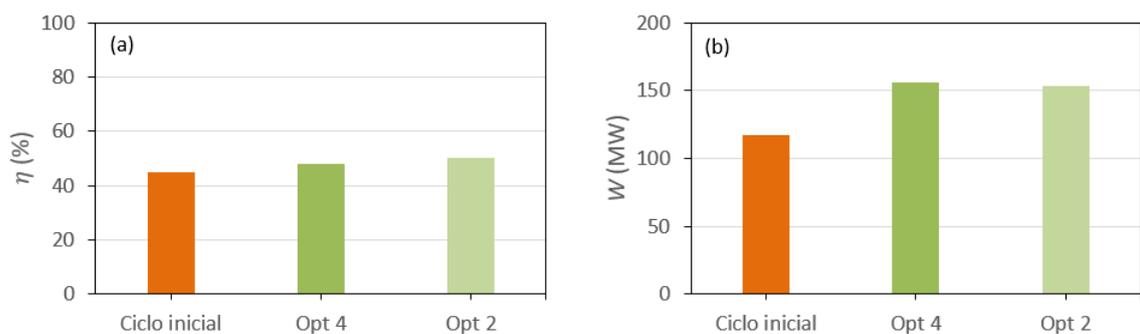


Figura 52: (a) Rendimiento térmico y (b) potencia neta del ciclo inicial y los ciclos con potencia neta (Opt. 4) / irreversibilidad (Opt. 2) optimizada

En cuanto a los parámetros exergéticos, en estas condiciones se conseguiría además operar con una irreversibilidad del 42,1% muy cercana a la mínima (41,9% - Optimización 2) (Figura 53). A pesar de esta reducción de la exergía destruida, el porcentaje de exergía recuperable aumenta hasta el 13,3%, por lo que el rendimiento exergético del ciclo sólo mejora ligeramente, en un porcentaje similar al rendimiento térmico.

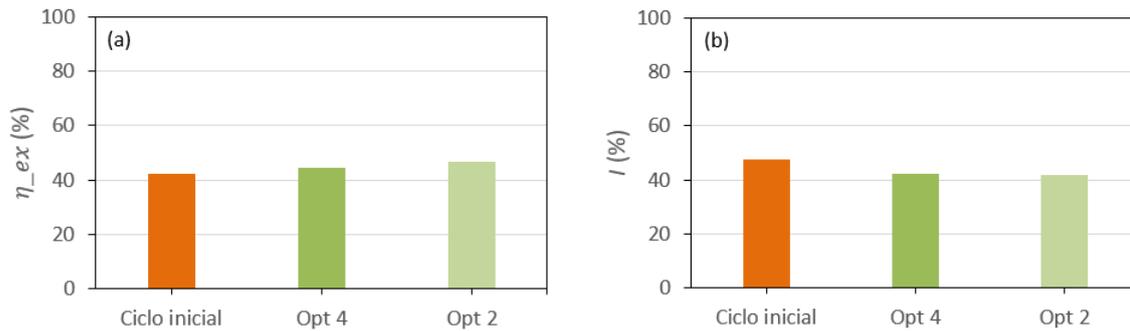


Figura 53: (a) Rendimiento exergético e (b) irreversibilidad del ciclo inicial y los ciclos con potencia neta (Opt. 4) / irreversibilidad (Opt. 2) optimizada

9.2. Influencia de la temperatura del ambiente en la optimización

Finalmente, se ha estudiado el efecto de la temperatura del ambiente en la optimización del ciclo combinado. Este análisis se ha realizado para la optimización de la eficiencia energética del ciclo. Para ello, se ha variado la temperatura del ambiente entre 10°C y 33°C, y se ha realizado la optimización del ciclo, maximizando su rendimiento exergético.

9.2.1. Condiciones de operación del ciclo combinado

En primer lugar, se ha analizado la influencia de la temperatura del ambiente en el valor de los distintos parámetros de funcionamiento del ciclo optimizado.

En general, se observa que todos los parámetros que optimizan el ciclo, a excepción de la relación de compresión, aumentan conforme se incrementa la temperatura del ambiente (Figura 54). Es decir, a mayor temperatura del ambiente, el ciclo requiere de un mayor exceso de aire en el combustor, mayores presiones de la caldera y el condensador, así como mayor temperatura del vapor, aunque menor relación de compresión, para operar en condiciones de máxima eficiencia energética. En todos los casos, la dependencia con la temperatura del ambiente puede ajustarse adecuadamente a un polinomio de segundo grado.

De todos los parámetros analizados, las presiones del ciclo son las que se ven más afectadas por el valor de la temperatura del ambiente. Por cada 5°C de incremento de esta temperatura, la presión óptima de la caldera aumenta 8-10 bar, y la presión óptima del condensador 0.03-0.04 bar, casi triplicándose en el rango considerado (Tabla 33). El efecto de esta temperatura en el resto de parámetros de operación del ciclo es mucho menor. La relación de compresión y la temperatura máxima del vapor no se ven afectados cuando la temperatura es inferior a 20°C, debido a las restricciones impuestas en el cálculo de la optimización.

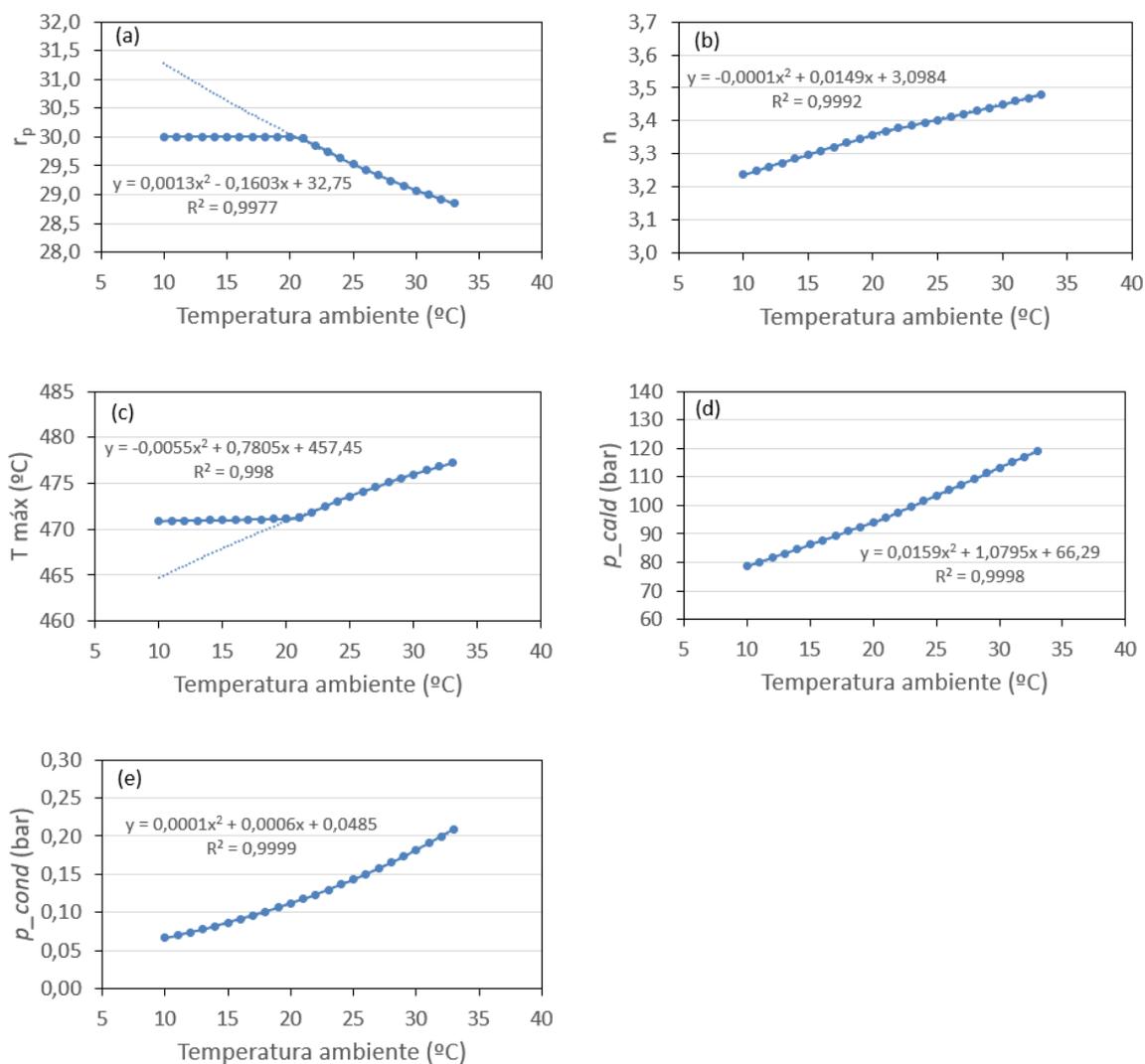


Figura 54: Influencia de la temperatura del ambiente en las condiciones de operación del ciclo combinado optimizado: (a) relación de compresión, (b) exceso de aire, (c) temperatura máxima del vapor, (d) presión de la caldera y (e) presión del condensador

Tabla 33: Condiciones de operación del ciclo combinado optimizado en función de la temperatura del ambiente

T_{amb} (°C)	r_p	n	$T_{m\acute{a}x}$ (°C)	p_{cald} (bar)	p_{cond} (bar)
10	30,0	3,24	470,9	78,6	0,066
15	30,0	3,30	471,0	86,2	0,087
20	30,0	3,36	471,1	93,9	0,112
25	29,5	3,40	473,6	103,4	0,143
30	29,1	3,45	476,0	113,1	0,182

9.2.2. Indicadores energéticos y exergéticos

Por otra parte, se observa que todos los indicadores energéticos y exergéticos dependen linealmente de la temperatura del ambiente (Figura 55). En concreto, el rendimiento térmico, la potencia térmica y el rendimiento exergético disminuyen con la temperatura del ambiente mientras que, por el contrario, la irreversibilidad aumenta. En definitiva, la eficiencia energética del ciclo optimizado empeora a medida que aumenta la temperatura del ambiente.

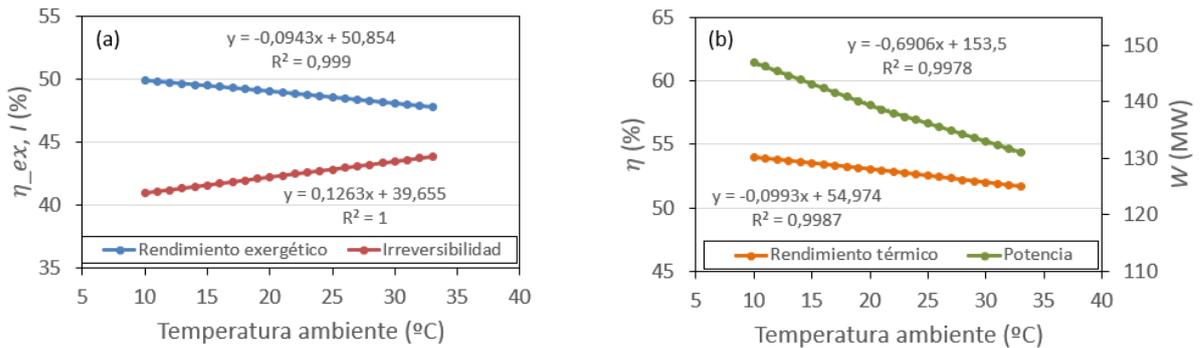


Figura 55: Influencia de la temperatura del ambiente en (a) el rendimiento exergético y la irreversibilidad, y (b) el rendimiento térmico y la potencia del ciclo combinado optimizado

La potencia neta es el parámetro que se ve más afectado por cambios en la temperatura del ambiente. Por cada 5°C de incremento de esta temperatura, la potencia neta disminuye 3-4MW, el rendimiento térmico y el rendimiento exergético disminuyen 0,5 puntos, y la irreversibilidad aumenta 0,6 puntos (Tabla 34).

Tabla 34: Parámetros energéticos y exergéticos del ciclo combinado optimizado en función de la temperatura del ambiente

T_{amb} (°C)	η_{ex} (%)	I (%)	η (%)	W (MW)
10	49,9	40,9	53,9	147,0
15	49,4	41,5	53,5	143,2
20	49,0	42,2	53,0	139,3
25	48,5	42,8	52,5	136,1
30	48,0	43,4	52,0	133,0

Por tanto, se puede concluir que la eficiencia energética de este ciclo combinado mejora en invierno y empeora en verano. Durante los meses más fríos, el ciclo optimizado alcanza un mayor rendimiento exergético al reducirse su irreversibilidad, así como un mayor rendimiento térmico y una mayor producción de potencia neta.

10. CONCLUSIONES

En este proyecto se ha realizado un estudio mediante análisis exergético, de la eficiencia energética de una central de ciclo combinado con configuración multi-eje 1x1 y caldera de recuperación con un único nivel de presión. De los resultados obtenidos, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El ciclo combinado se caracteriza por tener un **rendimiento exergético** relativamente elevado (42%) y una reducida **exergía recuperable** (~11%), debido al aprovechamiento de parte del contenido exergético de los gases de escape de la turbina de gas en la caldera de recuperación.
- La principal causa de pérdida de eficiencia energética del ciclo combinado es la elevada **destrucción de exergía**, que representa casi la mitad de la exergía aportada (47%).
- La **cámara de combustión** es, con diferencia, el elemento que destruye mayor cantidad de exergía, siendo la responsable de casi tres cuartas partes de la exergía total destruida (72%), como consecuencia de las importantes irreversibilidades asociadas a la combustión y a los elevados gradientes de temperatura resultantes. Por tanto, las medidas para mejorar la eficiencia energética de una central de ciclo combinado deben dirigirse principalmente a reducir el grado de irreversibilidad del proceso de combustión.
- El segundo elemento que más exergía destruye es la **caldera de recuperación** (9%), debido a las irreversibilidades internas en el intercambio de calor entre los gases y el agua, localizadas principalmente en el evaporador y el economizador.
- En general, los procesos de combustión e intercambio de calor son los que llevan asociada una mayor irreversibilidad, lo que se traduce en procesos menos eficientes. Esto justifica que el **rendimiento exergético** de la cámara de combustión, la caldera de recuperación y el condensador sea muy inferior al del resto de componentes del ciclo combinado.

Así mismo, se ha analizado la influencia de los parámetros de funcionamiento más característicos del ciclo combinado en su eficiencia energética, obteniéndose las siguientes conclusiones:

- La **relación de compresión** es el parámetro que tiene un mayor efecto en la eficiencia energética del ciclo. Operando con una mayor relación de compresión, se logra mejorar considerablemente tanto el rendimiento exergético, como el rendimiento térmico y la potencia neta (hasta un 30% en el rango analizado).
- Una combustión con mayor **exceso de aire** reduce de forma significativa la destrucción de exergía (40% en el rango analizado), así como el consumo de combustible (56% en el rango considerado), con el consiguiente ahorro económico. No obstante, estos efectos se producen a costa de disminuir considerablemente la potencia neta (hasta casi la mitad).
- Una mayor **presión de la caldera** y una mayor **temperatura del vapor** producido, aunque contribuyen a reducir la destrucción de exergía en la caldera, únicamente conllevan una ligera mejora de la potencia neta, el rendimiento térmico y el rendimiento exergético de la instalación (3-4% en el rango analizado).

- La **presión del condensador** es el parámetro que menos influye en la eficiencia energética del ciclo combinado, debido al poco peso de este elemento en la destrucción de exergía total.

Por otra parte, se ha optimizado el ciclo combinado tanto en base a criterios energéticos como exergéticos, comparándose los resultados obtenidos. A partir de dicho análisis comparativo, se puede concluir lo siguiente:

- El conjunto de condiciones de operación óptimas del ciclo combinado depende del criterio de optimización escogido.
- Para **optimizar la eficiencia energética** del ciclo combinado, el criterio de optimización más adecuado es la maximización del rendimiento exergético o del rendimiento térmico, indistintamente. La máxima eficiencia energética del ciclo combinado se consigue operando en condiciones de máxima relación de compresión disponible, es decir, fijando condiciones de operación límite en el ciclo de gas.
- Sin embargo, cuando resulte prioritario conseguir una mayor potencia del ciclo, el criterio de optimización más adecuado es la maximización de la potencia neta. El ciclo combinado desarrolla la **máxima potencia**, cuando opera en condiciones de máxima temperatura del vapor y máxima presión de la caldera disponibles, es decir, estableciendo condiciones de operación límite en el ciclo de vapor. En ese caso, se consigue además operar con una irreversibilidad muy cercana a la mínima.

Finalmente, se ha estudiado el efecto de la temperatura del ambiente en la optimización de la eficiencia energética del ciclo combinado:

- Las **condiciones óptimas de operación** dependen de la temperatura del ambiente. En los meses más cálidos, se requiere menor relación de compresión, pero mayor exceso de aire en el combustor, presión en la caldera y el condensador, y temperatura del vapor para que el ciclo opere con máxima eficiencia energética.
- Todos los **indicadores energéticos y exergéticos** dependen linealmente de la temperatura del ambiente, de tal forma que la eficiencia energética del ciclo combinado mejora cuanto menor es esta temperatura. Durante los meses más fríos, el ciclo optimizado alcanza un mayor rendimiento exergético al reducirse la irreversibilidad, así como un mayor rendimiento térmico y una mayor producción de potencia neta.
- En definitiva, la eficiencia energética del ciclo combinado mejora en invierno y empeora en verano, variando las condiciones óptimas de operación del ciclo combinado en función de la estación del año.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Naciones Unidas. *Acción por el clima*. «COP26: Juntos por el planeta», <https://www.un.org/es/climatechange/cop26>. Accedido 05 abril de 2023
- [2] Consejo Europeo. *Pacto Verde Europeo*, <https://www.consilium.europa.eu/es/policies/green-deal/>. Accedido 05 de abril de 2023
- [3] World Economic Forum. *Agenda articles. Climate change*. «The European Union has cut greenhouse gas emissions in every sector – except this one», <https://www.weforum.org/agenda/2022/09/eu-greenhouse-gas-emissions-transport/>. Accedido 18 de abril de 2023
- [4] Sección de Municipios con Plantas de Ciclo Combinado, FEMP. *Ciclos combinados en el mundo*. <https://www.seccionmunicipiosciclocombinado.es/ciclos-combinados-en-el-mundo/>. Accedido 21 de marzo de 2023
- [5] IEA. *Electricity Market Report – December 2020*. «2020 Global Overview: Capacity, Supply and Emissions». <https://www.iea.org/reports/electricity-market-report-december-2020/2020-global-overview-capacity-supply-and-emissions>. Accedido 19 de abril de 2023.
- [6] Sección de Municipios con Plantas de Ciclo Combinado, FEMP. *Previsión evolución de los ciclos combinados en el mundo, 2022*.
- [7] Global Energy Monitor. *Largest operational natural gas power plants by capacity in Europe as of 2021*. In Statista. <https://www.statista.com/statistics/1263453/largest-operational-gas-plants-by-capacity-europe/>. Accedido 03 de abril de 2023
- [8] Sección de Municipios con Plantas de Ciclo Combinado, FEMP. *Ciclos combinados en España*. <https://www.seccionmunicipiosciclocombinado.es/ciclos-combinados-en-espana/>
- [9] Sección de Municipios con Plantas de Ciclo Combinado, FEMP. *Registro de instalaciones*. <https://www.seccionmunicipiosciclocombinado.es/documentos-y-herramientas-de-interes/>
- [10] Red Eléctrica. *Informe del Sistema Eléctrico 2022, 2023*
- [11] Red Eléctrica. *Informe del sistema eléctrico. Generación total. Enero 2023*. <https://www.sistemaelectrico-ree.es/informe-del-sistema-electrico/generacion/generacion-de-energia-electrica/generacion-total-de-energia-electrica>. Accedido 30 de marzo de 2023
- [12] Red Eléctrica. *Informe del Sistema Eléctrico. Informe resumen de energías renovables 2022, 2023*
- [13] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. *Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) 2021-2030, 2020*
- [14] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. *Nota resumen explicativa del Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030. Principales resultados*
- [15] Energía y Sociedad. *Manual de la energía. Gas, 2023*

- [16] Bahía de Bizkaia Electricidad (BBE). *El ciclo combinado. Comparaciones*.
<https://www.bbe.es/el-ciclo-combinado/comparaciones/>. Accedido 05 de abril de 2023
- [17] Sección de Municipios con Plantas de Ciclo Combinado, FEMP. *Ciclos combinados*.
<https://www.seccionmunicipiosciclocombinado.es/ciclos-combinados/>. Accedido 4 de abril de 2023
- [18] Serrano Cruz, J.R. *Procesos y tecnología de máquinas y motores térmicos*. Universitat Politècnica de València, 2020
- [19] Ameri, M., Ahmadi, P., Khanmohammadi, S. «Exergy Analysis of a 420 MW Combined Cycle Power Plant». *International Journal of Energy Research*, vol. 32, n.º 2, febrero de 2008, pp. 175-83. <https://doi.org/10.1002/er.1351>
- [20] Nedgia. *Características del gas natural*. <https://www.nedgia.es/conocenos/caracteristicas-del-gas-natural/>. Accedido 08 de marzo de 2023
- [21] BP. *Statistical Review of World Energy 2021*, p. 34. In Statista,
<https://es.statista.com/estadisticas/600911/reservas-mundiales-de-gas-natural-distribuidas-proporcionalmente-por-region/>. Accedido 30 de marzo de 2023
- [22] CORES. *Estadísticas*. <https://www.cores.es/es/estadisticas> Accedido 20 de marzo de 2023
- [23] Enagás. *Gasoductos*. <https://www.enagas.es/es/transicion-energetica/red-gasista/infraestructuras-energeticas/red-transporte/gasoductos/>. Accedido 03 de abril de 2023
- [24] Enagás. *Estaciones de Compresión*. <https://www.enagas.es/es/transicion-energetica/red-gasista/infraestructuras-energeticas/red-transporte/estaciones-compresion/>. Accedido 03 de abril de 2023
- [25] Enagás. *Conexiones Internacionales*. <https://www.enagas.es/es/transicion-energetica/red-gasista/infraestructuras-energeticas/red-transporte/conexiones-internacionales/>. Accedido 03 de abril de 2023
- [26] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. *Gas Natural y Medio Ambiente*. <https://energia.gob.es/gas/Gas/Paginas/gasnatural.aspx> Accedido 27 de marzo de 2023
- [27] Moran, M.J., Shapiro, H.N. *Fundamentos de termodinámica técnica*, Reverté, 2018
- [28] Sabugal García, S., Gómez Moñux, F. *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyectos*. Díaz de Santos, 2015
- [29] Liu, Y et al. *Second law analysis*. ACS Symposium series, No. 235, 1986.
- [30] Kestin, J. *Availability: The Concept and Associated Terminology*. Energy, vol. 5, pp. 679-92, 1980.
- [31] Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R. *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*, Taylor & Francis, 1988
- [32] Kotas, T.J. *The Exergy method of thermal plant analysis*, Krieger, 1985

- [33] Dinçer, I., Rosen, M.A. *Exergy: energy, environment, and sustainable development.*, Elsevier, 2013
- [34] Szargut, J. «Energy and Exergy Analysis of the Preheating of Combustion Reactants». *International Journal of Energy Research*, vol. 12, n.º 1, enero de 1988, pp. 45-58. <https://doi.org/10.1002/er.4440120106>
- [35] Kanoglu, M., Cengel, Y.A., Dincer, I. *Efficiency evaluation of energy systems*. Springer, 2012
- [36] Patiño-Duque, H.D., Rosero-Coral, B.D. «Análisis exergético de una planta de cogeneración operando bajo ciclo combinado». *Ingeniería Investigación y Desarrollo*, vol. 17, n.º 1, enero de 2017, pp. 49-58. <https://doi.org/10.19053/1900771X.v17.n1.2017.5228>
- [37] Jamnani, M.B., Kardgar, A. «Energy-exergy Performance Assessment with Optimization Guidance for the Components of the 396-MW Combined-cycle Power Plant». *Energy Science & Engineering*, vol. 8, n.º 10, octubre de 2020, pp. 3561-74. <https://doi.org/10.1002/ese3.764>

PRESUPUESTO

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

El presupuesto de este proyecto se ha elaborado teniendo en cuenta los costes directos asociados a su realización, así como los costes indirectos y el beneficio industrial.

- **Costes directos**

Como costes directos se ha considerado el tiempo de dedicación al proyecto, así como el software necesario para su ejecución.

En total, se ha dedicado un total de 340 horas para la realización del proyecto. Considerando que, en 2023, el salario mínimo para un Ingeniero Mecánico es de 13,65 €/hora, se obtiene que el salario para la realización del proyecto asciende a 4641,00 € (Tabla I).

Tabla I. Salario para la realización del proyecto

Concepto	Horas de trabajo	Importe total (€)
Búsqueda bibliográfica	35	477,75
Cálculos y representación de resultados	100	1365,00
Análisis de resultados	120	1638,00
Redacción del informe	85	1160,25
Total	340	4641,00

Por lo que respecta a las necesidades informáticas de software para poder desarrollar el proyecto, se ha utilizado Microsoft 365 durante 5 meses, con un coste de suscripción mensual de 10,50 €, lo que supone un coste de 52,50 €.

En total, los costes directos ascienden a 4693,50 € (Tabla II).

Tabla II. Costes directos del proyecto

Concepto	Coste (€)
Salario	4641,00
Software	52,50
Total	4693,50

- **Costes indirectos**

Los costes indirectos suponen un 6% de los costes directos del proyecto y resultan en 281,61 €.

- **Beneficio industrial**

El beneficio industrial se ha estimado como otro 6% adicional de los costes directos e indirectos, lo que supone, en este caso, 298,51 €.

- **Costes totales**

Finalmente, teniendo en cuenta un IVA de un 21%, se obtiene para este proyecto un coste total de 6317,55 € (Tabla III).

Tabla III: Presupuesto del proyecto

Concepto	Coste (€)
Costes Directos	4641,00
Costes Indirectos	281,61
Beneficio industrial	298,51
IVA	1096,43
Total	6317,55

ANEXO

RELACIÓN DEL PROYECTO CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE (ODS)

Objetivos de Desarrollo Sostenible	Alto	Medio	Bajo	No procede
ODS 1: Fin de la pobreza				X
ODS 2: Hambre cero				X
ODS 3: Salud y bienestar				X
ODS 4: Educación de calidad				X
ODS 5: Igualdad de género				X
ODS 6: Agua limpia y saneamiento				X
ODS 7: Energía asequible y no contaminante	X			
ODS 8: Trabajo decente y crecimiento económico				X
ODS 9: Industria, innovación e infraestructuras	X			
ODS 10: Reducción de las desigualdades				X
ODS 11: Ciudades y comunidades sostenibles				X
ODS 12: Producción y consumo responsable	X			
ODS 13: Acción por el clima			X	
ODS 14: Vida submarina				X
ODS 15: Vida de ecosistemas terrestres				X
ODS 16: Paz, justicia e instituciones sólidas				X
ODS 17: Alianzas para lograr objetivos				X

Este proyecto se plantea como objetivo principal realizar un estudio de la eficiencia energética de una central de ciclo combinado para producción de electricidad, por lo que está directamente relacionado con el *ODS 7: Energía asequible y no contaminante*, y más concretamente con su meta 7.3.

A partir de este estudio, se han propuesto condiciones de funcionamiento para optimizar el grado de aprovechamiento energético en la central de ciclo combinado, en línea con lo planteado en el *ODS 9: Industria, Innovación e Infraestructura* en su meta 9.4., así como el uso eficiente de los recursos naturales, conforme a la meta 12.2. del *ODS 12: Producción y Consumo responsables*.

El ciclo combinado es una tecnología de producción de electricidad más respetuosa con el medioambiente debido a sus bajos niveles de emisiones contaminantes, por lo que su optimización energética puede contribuir a la lucha contra el cambio climático, de acuerdo con la meta 13.2 del *ODS 13: Acción por el clima*.