



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Trabajo Fin de Máster

Diseño y Análisis Termoeconómico de un
Sistema de Poligeneración de Aplicación
en el Sector Turístico Canario

Autor: Jorge Luis Romero Romero

Tutor: Vicente José Romero Ternero

La publicación de este Trabajo Fin de Máster solo implica que el estudiante ha obtenido al menos la nota mínima exigida para superar la asignatura correspondiente, no presupone que su contenido sea correcto, aunque si aplicable. En este sentido, la ULL no posee ningún tipo de responsabilidad hacia terceros por la aplicación total o parcial de los resultados obtenidos en este trabajo. También pone en conocimiento del lector que, según la ley de protección intelectual, los resultados son propiedad intelectual del alumno, siempre y cuando se haya procedido a los registros de propiedad intelectual o solicitud de patentes correspondientes con fecha anterior a su publicación.



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

ÍNDICE GENERAL

Trabajo Fin de Máster

**Diseño y Análisis Termoeconómico de un
Sistema de Poligeneración de Aplicación
en el Sector Turístico Canario**

Autor: Jorge Luis Romero Romero

Tutor: Vicente José Romero Ternero

Índice General

- I. Memoria
- II. Anexo: Cálculos



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

MEMORIA

Trabajo Fin de Máster

Diseño y Análisis Termoeconómico de un
Sistema de Poligeneración de Aplicación
en el Sector Turístico Canario

Autor: Jorge Luis Romero Romero

Tutor: Vicente José Romero Ternero

Índice de Contenidos

1.	Resumen.....	7
2.	Abstract	8
3.	Introducción	9
4.	Introduction	10
5.	Objeto.....	11
6.	Object.....	12
7.	Alcance.....	13
8.	Antecedentes	14
8.1.	Motor turbina de gas y microturbinas	14
8.2.	Sistemas de compresión mecánica de vapor	16
8.3.	Sistemas de cogeneración.....	17
8.4.	Termoeconomía.....	18
9.	Descripción, dimensionado y punto de operación nominal del sistema objeto de estudio	20
9.1.	Descripción del sistema.....	20
9.2.	Consideraciones previas.....	21
9.3.	Dimensionado	23
9.4.	Punto de operación nominal.....	24
10.	Metodología	30
10.1.	Hipótesis de trabajo.....	30
10.2.	Análisis energético	31
10.3.	Análisis exerético	32
10.4.	Análisis termoeconómico.....	36
10.5.	Reducción del coste unitario de los productos	39
11.	Resultados	40
11.1.	Análisis energético	40
11.2.	Análisis exerético	41
11.3.	Análisis exergoeconómico	44
11.3.1.	Variación individual de parámetros	45
11.3.2.	Variación de parámetros por parejas	49
12.	Discusión de resultados.....	54
12.1.	Análisis energético	54
12.2.	Análisis exerético	55
12.3.	Análisis termoeconómico.....	56
12.3.1.	Variación individual de parámetros	56
12.3.2.	Variación de parámetros por parejas.....	57
	Diseño y Análisis Termoconómico de un...	2

13.	Conclusiones.....	59
14.	Conclusions	64
15.	Bibliografía.....	66

Índice de Figuras

Figura 1: Turbina de gas simple abierta (izquierada) y cerrada [derecha]. Fuente: [4].	14
Figura 2: Turbina de gas regenerativa. Fuente: [4].	15
Figura 3: Microturbina Capstone modelo C200S. Fuente: [7].	15
Figura 4: Componentes de un sistema de compresión de vapor. Fuente: [4].	16
Figura 5: Esquema de un sistema de cogeneración simple formado por una caldera y una turbina de contrapresión. Fuente: [5].	18
Figura 6: Esquema de una central térmica con ciclo de vapor y su entorno. Fuente: [4].	19
Figura 7: Hotel Gran Costa Adeje. Fuente: [8].	20
Figura 8: Esquema simplificado de un módulo. Fuente: Elaboración propia.	21
Figura 9: Consumos promedio del hotel. Fuente: Elaboración propia.	22
Figura 10: Esquema detallado de uno de los módulos. Fuente: Elaboración propia.	24
Figura 11: Esquema del sistema en funcionamiento nocturno sin producción de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.	28
Figura 12: Intercambiador de calor para industria alimentaria con múltiples salidas y entradas Alfa Laval. Fuente: [9].	28
Figura 13: Balance de masa expresado mediante palabras. Fuente: [4].	32
Figura 14: Balance de energía en términos de potencia, expresado mediante palabras. Fuente: [4].	32
Figura 15: Ejemplo de resultados gráficos obtenidos con el código desarrollado. Fuente: Elaboración propia.	39
Figura 16: Distribución porcentual entre equipos de la destrucción de exergía del sistema en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	42
Figura 17: Distribución porcentual entre equipos de la destrucción de exergía total del sistema en operación diurna de invierno. Fuente: Elaboración propia.	43
Figura 18: Distribución porcentual entre equipos de la destrucción de exergía total del sistema en operación nocturna. Fuente: Elaboración propia.	43
Figura 19: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	45
Figura 20: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	46
Figura 21: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la presión en el condensador en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	46
Figura 22: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la presión en el evaporador en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	47
Figura 23: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	47
Figura 24: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la cámara en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	48

Figura 25: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	48
Figura 26: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	49
Figura 27: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire y la temperatura de entrada a la cámara en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	49
Figura 28: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire y la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	50
Figura 29: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	50
Figura 30: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y el rendimiento isoentrópico del compresor en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	51
Figura 31: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la turbina y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	51
Figura 32: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	52
Figura 34: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y la temperatura de entrada a la cámara en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	53
Figura 35: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la cámara y la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.	53
Figura 36: Comparativa de destrucción de exergía entre puntos de operación en verano. Fuente: Elaboración propia.	60
Figura 37: Distribución porcentual de la destrucción de exergía en operación con coste reducido en verano. Fuente: Elaboración propia.	60
Figura 38: Comparativa de destrucción de exergía entre puntos de operación en invierno. Fuente: Elaboración propia.	61
Figura 39: Distribución porcentual de la destrucción de exergía en operación con coste reducido en invierno. Fuente: Elaboración propia.	61
Figura 40: Comparativa de destrucción de exergía entre puntos de operación por la noche. Fuente: Elaboración propia.	62
Figura 41: Distribución porcentual de la destrucción de exergía en operación con coste reducido por la noche. Fuente: Elaboración propia.	62

Índice de Tablas

Tabla 1: Principales parámetros de la microturbina. Fuente: Elaboración propia.....	23
Tabla 2: Principales parámetros del sistema de compresión. Fuente: Elaboración propia.....	24
Tabla 3: Descripción de flujos y equipos de uno de los módulos. Fuente: Elaboración propia.....	25
Tabla 4: Parámetros de operación nominal de un módulo en verano durante el día. Fuente: Elaboración propia.....	26
Tabla 5: Parámetros de operación nominal de un módulo en invierno durante el día. Fuente: Elaboración propia.	26
Tabla 6: Parámetros de operación nominal de un módulo durante la noche. Fuente: Elaboración propia.	27
Tabla 7: Exergía química molar estándar para varias sustancias según el modelo de ambiente de referencia considerado. Fuente: [4].....	35
Tabla 8: Resultados del análisis energético en el punto de operación nominal durante el día en verano – flujos máxicos. Fuente: Elaboración propia.	40
Tabla 9: Resultados del análisis energético en el punto de operación nominal durante el día en verano - gases producto de la combustión. Fuente: Elaboración propia.	40
Tabla 10: Resultados del análisis energético en el punto de operación nominal durante el día en invierno con fuel oil – flujos máxicos. Fuente: Elaboración propia.	41
Tabla 11: Resultados del análisis exergético en el punto de operación nominal durante el día en verano. Fuente: Elaboración propia.	41
Tabla 12: Resultados del análisis exergético en el punto de operación nominal durante el día en invierno. Fuente: Elaboración propia.	42
Tabla 13: Resumen de resultados del análisis exergoeconómico en verano. Fuente: Elaboración propia.	44

1. Resumen

En el presente proyecto, se lleva a cabo el diseño básico y el análisis termoeconómico de una instalación de cogeneración para su uso en la industria hotelera. Esta instalación cuenta con dos módulos formados por una bomba de calor reversible agua-agua alimentada por una microturbina de gas, que a su vez produce un excedente de potencia eléctrica aprovechable. De esta manera, el sistema es capaz de producir agua fría para climatización, agua caliente para producción de ACS (Agua Caliente Sanitaria) y potencia eléctrica.

El trabajo realizado incluye los análisis energético, exergético y termoeconómico de la instalación descrita, el estudio del efecto de los parámetros del sistema considerados como variables de optimización y la reducción del coste unitario del producto del sistema respecto a un punto de operación considerado como nominal empleando el software Octave.

Tras la realización del análisis, se llega a la conclusión de que la cámara de combustión es con gran diferencia el elemento que produce la mayor destrucción de exergía, suponiendo alrededor del 50 %, seguida por el recuperador de calor de la microturbina de gas con aproximadamente un 15 %. Estos resultados son esperados, teniendo en cuenta la gran irreversibilidad que suponen los procesos de combustión y de transferencia de calor con alta diferencia de temperatura entre flujos. Además, se consigue reducir el coste exergoeconómico de los productos desde 88,7 c\$/kWh hasta 79,6 c\$/kWh, suponiendo una reducción de 10 %, que en un periodo de operación de un año supone un ahorro acumulado de 139648 \$/año por módulo.

Por último, también se incluye la comprobación de la capacidad del sistema para abastecer al hotel de ACS durante la hora de máxima demanda según la normativa actual [1] y la comprobación de que el sistema de compresión cumple los requisitos necesarios para poder ser considerado como renovable y así cumplir con la normativa vigente respecto al aporte mínimo solar de ACS [11].

2. Abstract

In the present Project, the basic design and the thermoeconomical analysis of a cogeneration system for the hotel industry are developed. The system is constituted by two modules. Each module is formed by a water-water reversible heat pump powered by a gas microturbine that also produces a usable excess of electric power. This way, the system produces cold water for climatization, hot water for domestic use and electric power.

This work the energetic, exergetic and thermoeconomical analyses of the described system, the study of the effects that the parameters considered as optimization variables have over the system and the reduction of the unitary product cost of the system over the one obtained in the nominal operation point considered, all this using the software Octave.

Once the analysis was done, it was concluded that the combustion chamber is by far the most exergy destructive component, representing the around 50 % of the total destruction of the system, followed by the regenerator of the microturbine with an approximately 15 %. These results are expected considering the irreversibilities that a combustion process and a heat transfer with a considerable temperature difference between the flows produce. The total cost of the product is reduced from 88,7 c\$/kWh to 79,6 c\$/kWh, meaning a reduction of 10 % and a total saving over the course of a year of 139648 \$/año per module.

Finally, the system's ability to provide the hotel with domestic hot water during the peak demand hour is verified as well as the capacity of the compression system to be considered as renewable, all this considering the applicable regulations [1] [11].

3. Introducción

Actualmente el nivel de vida y bienestar de la sociedad están estrechamente asociados al consumo de una elevada cantidad de recursos. En el sector turístico se produce el consumo de una parte considerable de estos recursos, en parte debido a la mayor dificultad que este presenta para implementar medidas que lo limiten en comparación con otros sectores.

En la Unión Europea, el sector servicios representa el 12,72 % del consumo total de energía final, mientras que en España esta cifra es el 12,54 % [3]. En cuanto a emisiones de CO₂, en Europa este sector representa el 4,87 %, siendo un 4,42 % en España [3]. No obstante, en Canarias el consumo de energía final por parte del sector servicios se sitúa en el 11,73 % y las emisiones de gases de efecto invernadero en el 12,21 %, siendo este último valor tres veces mayor que en España y Europa.

De esta manera, ante un constante aumento de la demanda, el progreso en el aumento de la eficiencia con la que las instalaciones del sector turístico emplean la energía primera es fundamental de cara a la consecución de los distintos objetivos de reducción de emisiones que se plantean tanto a nivel insular como nacional e internacional.

Es en este contexto en el que cobran una gran importancia las instalaciones de cogeneración y la producción de energía descentralizada, con el objetivo de aprovechar al máximo la energía primaria, eliminando las pérdidas en su transporte y produciendo dos o más productos con una misma fuente, reduciendo así las emisiones y el coste por kWh de producto.

4. Introduction

The current standard of living and well-being of society is closely associated with the consumption of a high number of resources. The tertiary sector consumes a considerable part of these resources, in part due to the greater difficulty it presents when it comes to implementing measures that limit it compared to other sectors.

In the European Union, the services sector represents 12.72% of the total final energy consumption, while in Spain this figure is 12.54% [3]. Regarding CO₂ emissions, in Europe this sector represents 4.87%, being 4.42% in Spain [3]. However, in the Canary Islands, the final energy consumption by the service sector stands at 11.73% and greenhouse gas emissions at 12.21%, the latter value being three times higher than in Spain and Europe .

In this way, in the face of a constant increase in demand, progress in increasing the efficiency with which the facilities in the tourism sector use the primary energy is essential to achieve the different emission reduction objectives that are proposed at the island, national and international level.

It is in this context that cogeneration facilities and decentralized energy production take on great importance, with the aim of making the most of primary energy, eliminating losses in its transport and producing two or more products with the same source, thus reducing emissions and the cost per kWh of product.

5. Objeto

El objetivo principal del presente proyecto es la aplicación de los principios de la termoeconomía a la instalación de cogeneración de un edificio del sector terciario, de manera que se pueda llevar a cabo el estudio de la evolución del coste unitario de los productos, siendo estos en este caso ACS, agua fría para climatización y potencia eléctrica, así como la reducción de este coste respecto al asociado al punto de operación nominal del sistema.

No obstante, este objetivo principal se puede desglosar en los siguientes:

- Obtención o, en su defecto, estimación de la demanda de los distintos productos considerados por parte del local al que sea de aplicación la instalación.
- Propuesta y diseño básico de un sistema de cogeneración que permita satisfacer las necesidades del edificio en cuestión.
- Parametrización del sistema.
- Realización de los análisis energético, exergético y termoeconómico sobre el sistema.
- Desarrollo del código que permita estudiar la evolución del coste de los productos del sistema, así como reducir este respecto al obtenido en el punto de operación nominal, empleando el software Octave.

En definitiva, se realiza un análisis completo tanto a nivel térmico como termoeconómico de la instalación en cuestión, con el objetivo de reducir el coste final unitario de los productos.

6. Object

The main objective of this project is the application of the principles of thermoeconomics to the cogeneration installation of a building in the tertiary sector, so that the study of the evolution of the unit cost of the products can be carried out, these being in in this case DHW (Domestic Hot Water), cold water for air conditioning and electrical power, as well as the reduction of this cost compared to that associated with the nominal operating point of the system.

However, this main objective can be broken down into the following:

- Obtaining or, failing that, estimating the demand for the different products considered by the premises to which the installation applies.
- Proposal and basic design of a cogeneration system that allows meeting the needs of the building.
- Parameterization of the system.
- Carrying out energetic, exergetic and thermoeconomic analysis on the system.
- Development of the code that allows studying the evolution of the cost of the system's products, as well as reducing it in respect to that obtained at the nominal operating point, using Octave software.

In short, a complete analysis is carried out at both thermal and thermoeconomic levels of the installation in question, with the aim of reducing the final unit cost of the products.

7. Alcance

Teniendo en cuenta los objetivos descritos en el apartado anterior, se definen en este apartado las líneas de trabajo que se seguirán en este estudio. Con esto en consideración, se abarcarán las siguientes cuestiones:

- Definición del sistema de estudio.
- Determinación de las demandas del local.
- Realización de los análisis energético, exergético y termoeconómico del sistema.
- Desarrollo del código que permita la reducción del coste unitario de los productos del sistema.
- Reducción del coste unitario de los productos del sistema.

De esta manera, no se contempla en este proyecto el diseño detallado del sistema ni su integración con las instalaciones de distribución del edificio. Tampoco se contempla el diseño de las instalaciones auxiliares necesaria para su funcionamiento. Por el contrario, se aísla el sistema, prolongando el análisis solo hasta la obtención de los productos considerados.

8. Antecedentes

8.1. Motor turbina de gas y microturbinas

Los motores turbina de gas obtienen energía mecánica a través de un estado térmico que se alcanza gracias a un proceso de combustión. Dicha combustión puede ser interna o externa. En este último caso el estado térmico en el fluido de trabajo se obtiene a través de transferencia de calor en un intercambiador. No obstante, esta configuración raramente se emplea, estando más extendida la turbina de gas de combustión interna, que es la de interés en este trabajo. En estas, el estado térmico se alcanza a través de la transformación química del fluido motor, haciendo que el ciclo deba ser abierto, en contraposición al ciclo cerrado de las turbinas de gas de combustión externa.

En estos sistemas, el aire atmosférico entra de forma continua a un compresor de aire, en el cual se comprime hasta alta presión. A continuación, el aire entra en la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible, produciéndose la combustión y, con ella, la transformación química nombrada, dando lugar a los gases producto de la combustión. Estos gases se expanden en la turbina, produciendo así la potencia mecánica, para a continuación ser descargados al ambiente. La potencia mecánica producida se emplea en parte para alimentar el compresor, sirviendo el resto para producir potencia eléctrica u otras aplicaciones [4].

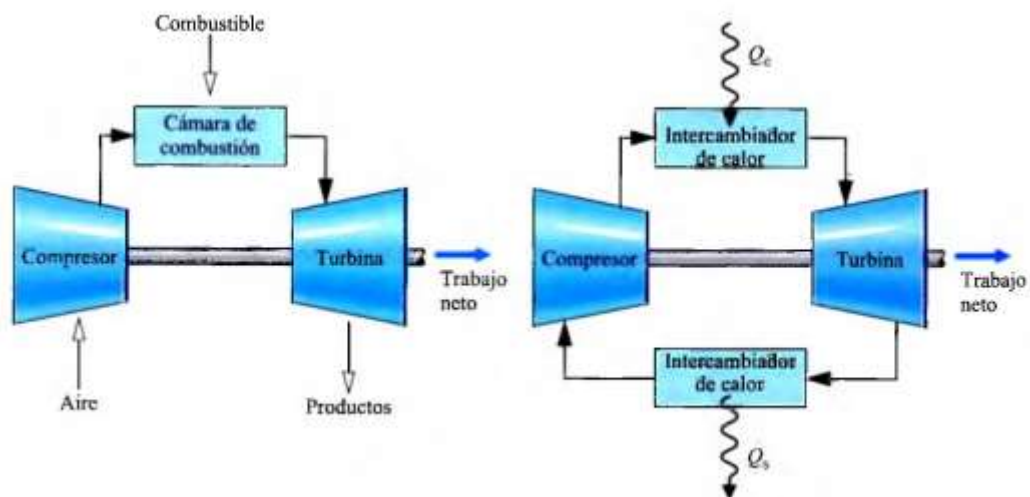


Figura 1: Turbina de gas simple abierta (izquierda) y cerrada [derecha]. Fuente: [4].

Una de las modificaciones más empleadas de un motor turbina de gas es la turbina de gas regenerativa (Figura 2), la cual consiste en intercalar un intercambiador de calor entre el Diseño y Análisis Termoconómico de un... 14

compresor y la cámara de combustión, permitiendo aprovechar parte de la energía útil aún contenida en los gases de escape para precalentar el aire antes de entra en la cámara, reduciendo el consumo de combustible.

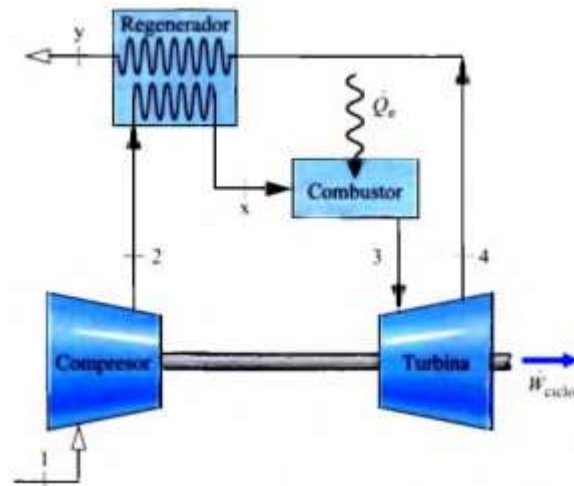


Figura 2: Turbina de gas regenerativa. Fuente: [4].

Por su parte, las microturbinas de gas son, como su nombre indica, turbinas de gas de tamaño reducido, cuyo desarrollo se inició en la industria automovilística, viéndose acelerado por la competencia entre distintas empresas que intentaban entrar al mercado en los años 90 [6], convirtiéndolas en una alternativa para tener en cuenta de cara a la generación de energía a pequeña escala y/o descentralizada. Estas turbinas comprenden potencias en el rango de 15 kW hasta 1 MW, pudiendo emplearse en paralelo para conseguir mayores potencias [7].



Figura 3: Microturbina Capstone modelo C200S. Fuente: [7].

8.2. Sistemas de compresión mecánica de vapor

Los sistemas para la producción de frío y/o calor mediante un ciclo de compresión de vapor juegan un papel crucial en la vida actual. Cada vez más se emplean bombas de calor para calefacción en viviendas, así como para la producción de calor en procesos industriales [4], pero también como sistemas de refrigeración para la conservación de alimentos y aire acondicionado o incluso ambos usos a la vez, produciendo de forma simultánea calor y frío. Estos sistemas funcionan en un ciclo cerrado, con un fluido de trabajo llamado refrigerante.

El refrigerante es un fluido que posee la capacidad de absorber calor de un foco caliente a baja temperatura y presión y cederlo a un foco frío a alta temperatura y presión. De esta manera, el refrigerante entra en un intercambiador de calor, llamado evaporador, en el cual absorbe calor del foco caliente, evaporándose. A continuación, el refrigerante en estado gaseoso entra a un compresor, el cual lo comprime, aumentando su temperatura y presión, para luego entrar al condensador, donde cede calor al foco frío, saliendo en estado líquido. Finalmente, el refrigerante en estado líquido pasa por una válvula de expansión, en la cual pierde presión en un proceso isoentálpico, evaporándose parcialmente, y vuelve a entrar al evaporador, repitiendo el ciclo. Por tanto, se consigue producir frío (absorción de calor del foco caliente) y calor (cesión de calor al foco frío) por medio del suministro de una potencia mecánica o eléctrica [4].

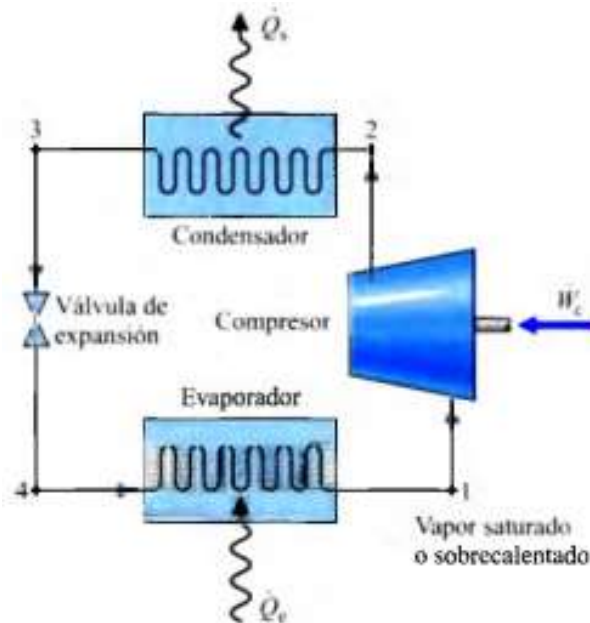


Figura 4: Componentes de un sistema de compresión de vapor. Fuente: [4].

8.3. Sistemas de cogeneración

La demanda energética en el sector hotelero presenta una serie de características que hace que estas instalaciones sean adecuadas para la implementación de sistemas de cogeneración, pues con una única fuente de energía (combustible) se puede llegar a satisfacer la totalidad de la demanda energética de un edificio de este sector, generando a la vez energía eléctrica y energía térmica útil, teniendo esta última múltiples aplicaciones en este sector, abarcando calefacción, refrigeración, climatización, ACS e incluso vapor de lavandería.

No obstante, en la actualidad, la mayoría de los hoteles consumen energía eléctrica de la red, a la vez que cuentan con sistemas de generación de calor para abastecer sus necesidades térmicas. Esto supone que se pierda parte de la energía eléctrica en el transporte, a la vez que se sigue produciendo una emisión de gases a la atmósfera para producir calor.

Un sistema de cogeneración es aquel que produce, de forma conjunta y en un proceso secuencial, energía mecánica y/o eléctrica y energía térmica útil [1]. Al usar un sistema de cogeneración se obtiene una serie de beneficios, los cuales se listan a continuación:

- Reducción de pérdidas asociadas al transporte y distribución de la energía eléctrica.
- Aumento de la eficiencia energética de la instalación (mejor aprovechamiento de la energía).
- Reducción del coste unitario de los productos del sistema.
- Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero.

De esta manera, empleando la cogeneración, se consigue desarrollar las potencias eléctrica y térmica deseadas consumiendo una menor cantidad de recursos en comparación con la que se necesitaría para producirlas de forma individual en sistemas independientes [4].

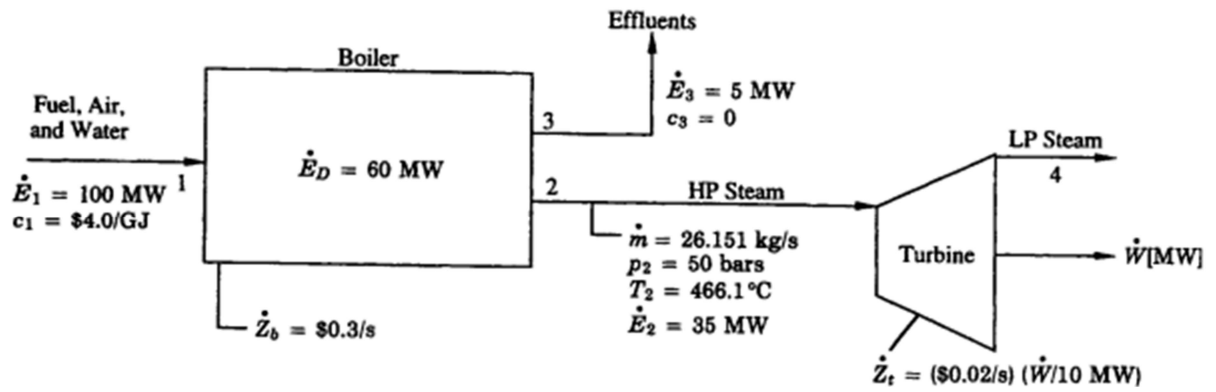


Figura 5: Esquema de un sistema de cogeneración simple formado por una caldera y una turbina de contrapresión. Fuente: [5].

8.4. Termoeconomía

La termoeconomía, también conocida como exergoeconomía, se puede considerar como la rama de las ciencias que emplea criterios termodinámicos, desde el punto de vista de la exergía, y los combina con principios económicos, permitiendo obtener información que no sería posible obtener a través de ninguno de los dos estudios por separado [4], consiguiendo así revelar oportunidades de ahorro energético y económico tanto en el diseño como en la operación de sistemas térmicos, con especial interés en la cogeneración.

Se puede definir la exergía como el máximo trabajo teórico que se puede obtener de la interacción entre dos sistemas en estados distintos hasta alcanzar el equilibrio, siendo uno de los dos sistemas un sistema ideal llamado ambiente de referencia para la exergía y el otro un sistema de interés [4]. De esta manera, la exergía es una medida del distanciamiento de un estado del de su ambiente [5], entendiéndose por ambiente una mayor extensión del entorno a una distancia lo suficientemente grande como para que las propiedades intensivas no se modifiquen por procesos que afecten al sistema o a su entorno inmediato, siendo este último en el cual si se pueden modificar las propiedades intensivas a causa de procesos que afecten al sistema [4].

De esta manera, una vez que se define un ambiente de referencia se puede asignar valores de exergía al sistema, siendo esta una propiedad extensiva del sistema [5]. La exergía se destruye debido a irreversibilidades en los procesos termodinámicos, en general no se conserva y siempre tendrá un valor mayor o igual que cero [5].

Otro aspecto para tener en cuenta de la termoeconomía es la capacidad de esta para asignar costes a los productos de un sistema, asignando a cada producto el coste total asociado a su

producción, incluyendo no solo el combustible, sino también otros consumos del sistema, así como costes de construcción, operación y mantenimiento de este [4]. Por tanto, la termoeconomía supone una poderosa herramienta de cara al análisis, diagnóstico y optimización de los sistemas térmicos.

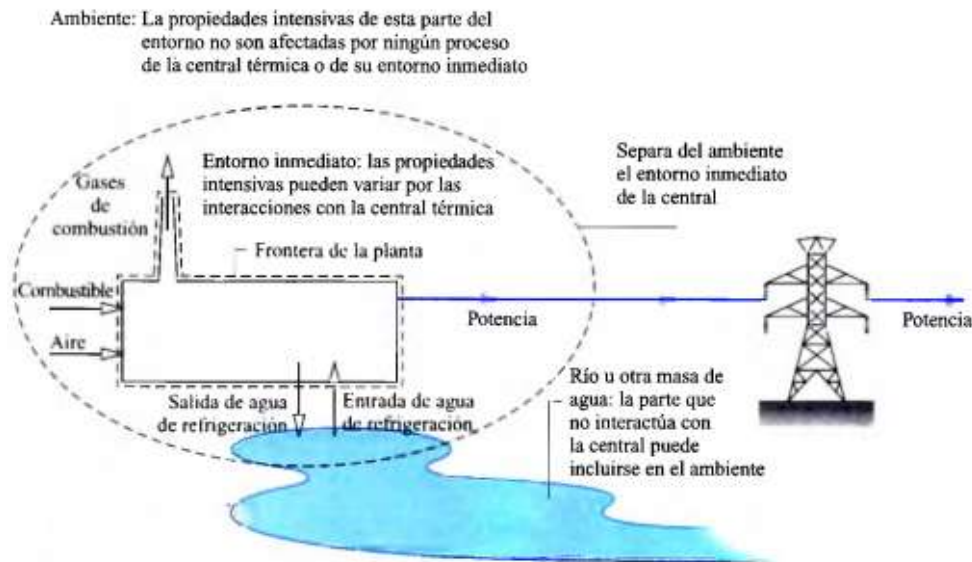


Figura 6: Esquema de una central térmica con ciclo de vapor y su entorno. Fuente: [4].

Puesto que se basa en la exergía, se puede considerar que la termoeconomía es la minimización del coste asistida por la exergía [5]. De esta manera, se puede afirmar que la exergía es la única base racional para asignarle costos monetarios a las diferentes interacciones que un sistema tiene con sus alrededores y a las irreversibilidades e ineficiencias que esta pueda acarrear [5].

9. Descripción, dimensionado y punto de operación nominal del sistema objeto de estudio

9.1. Descripción del sistema

La instalación objeto del estudio se ha definido para ser de aplicación al sector hotelero, debido a la compatibilidad que las demandas de estos edificios del sector terciario presentan con los sistemas de cogeneración, permitiendo satisfacer diversas y complejas necesidades (calor, frío, electricidad, vapor, ACS, etc.) con un único sistema y combustible.

En concreto, el hotel seleccionado en el que se basa este estudio es el Hotel Gran Costa Adeje, de la cadena hotelera GF Hoteles, empresa del Grupo Fedola, una empresa tinerfeña con capital 100 % canario. El hotel se encuentra ubicado en la Av. de Bruselas, 16, 38669, Costa Adeje, Santa Cruz de Tenerife.

Entre las razones de la elección de este hotel se destacan su gran tamaño, lo cual supone demandas importantes que mejoran la eficiencia del sistema, la existencia de declaraciones medioambientales realizadas recientemente, la compatibilidad de las demandas del hotel con un sistema de cogeneración, las colaboraciones previas entre el hotel y la Universidad de La Laguna con objetivos académicos y el hecho de que durante un breve periodo del desarrollo de este proyecto se pudo contar con personal técnico del hotel para la realización de consultas y solicitud de información.

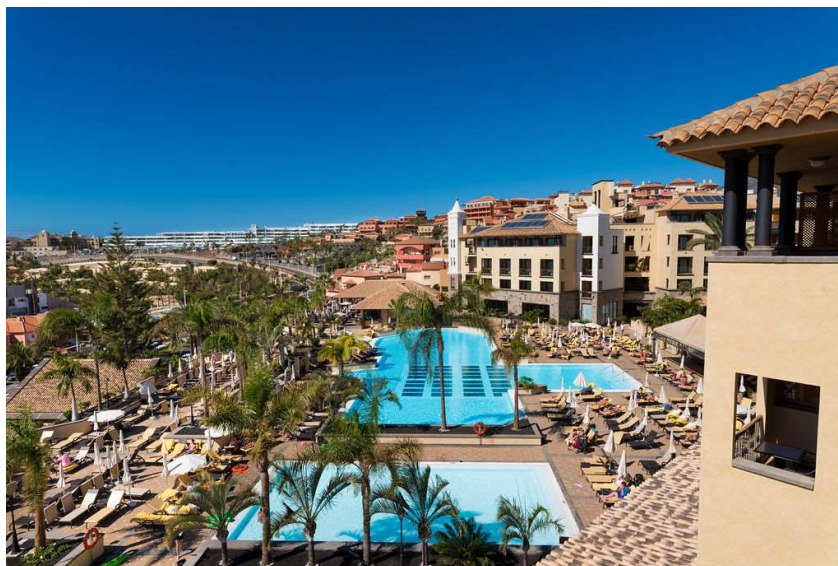


Figura 7: Hotel Gran Costa Adeje. Fuente: [8].

El sistema en cuestión consiste en dos módulos, cada uno formado por una microturbina de gas alimentada con fuel oil que produce potencia eléctrica, la cual se usa en parte para alimentar un sistema de compresión de vapor agua-agua capaz de producir agua fría para climatización y agua caliente para producción de ACS de forma simultánea. La microturbina cuenta con un regenerador para precalentar el aire que sale del compresor y un recuperador de calor para terminar de calentar el agua precalentada que produce el sistema de compresión. En la Figura 8 se representan las interacciones entre ambos sistemas y su entorno.

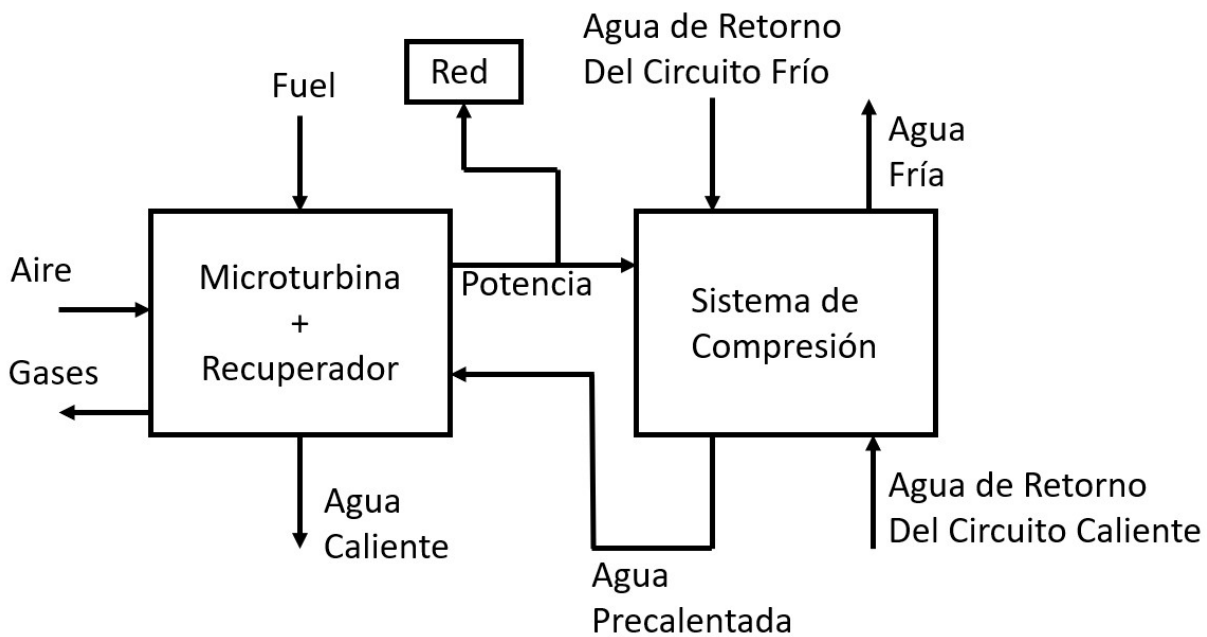


Figura 8: Esquema simplificado de un módulo. Fuente: Elaboración propia.

9.2. Consideraciones previas

Como se comentó en el apartado anterior, durante un breve periodo de tiempo se contó con colaboración por parte del personal técnico del hotel, interacción de la cual se concluyó lo siguiente:

- El hotel cuenta actualmente con dos sistemas de compresión cuyo único objetivo es la producción de agua fría para climatización.
- Puesto que el hotel no aprovecha calor producido por los sistemas de compresión, este cuenta con dos torres de refrigeración, una para cada sistema de compresión, con el objetivo de disipar este calor al ambiente.

- La producción de la totalidad del ACS consumida por el hotel es llevada a cabo a través de dos calderas alimentadas por aire propanado, siendo un sistema que cuenta con acumulación.
- En ausencia de información al respecto, se ha supuesto que el hotel cuenta con una sala de máquinas correctamente aislada, de manera que permita el funcionamiento de la instalación por la noche, y de tamaño suficiente para alojar el sistema.

Además de estas conclusiones, el personal técnico del hotel con el que se contactó suministró información acerca del consumo eléctrico asociado a climatización y del consumo de ACS, el primero de los cuales en ausencia de más información se ha supuesto que es el consumo ocasionado por los compresores de los sistemas de compresión.

Con esta información se ha concluido que el consumo medio de climatización anual del hotel es de 63,71 kW, mientras que para el ACS se tiene un consumo de 143,11 m³/día en invierno y 74,22 m³/día en verano, lo que supone 2,84 l/s y 1,47 l/s respectivamente, considerando un periodo total de consumo diario de 14 h [2], según se explica en el siguiente apartado.

En la siguiente figura se presenta una gráfica resumen de estos consumos durante un año.

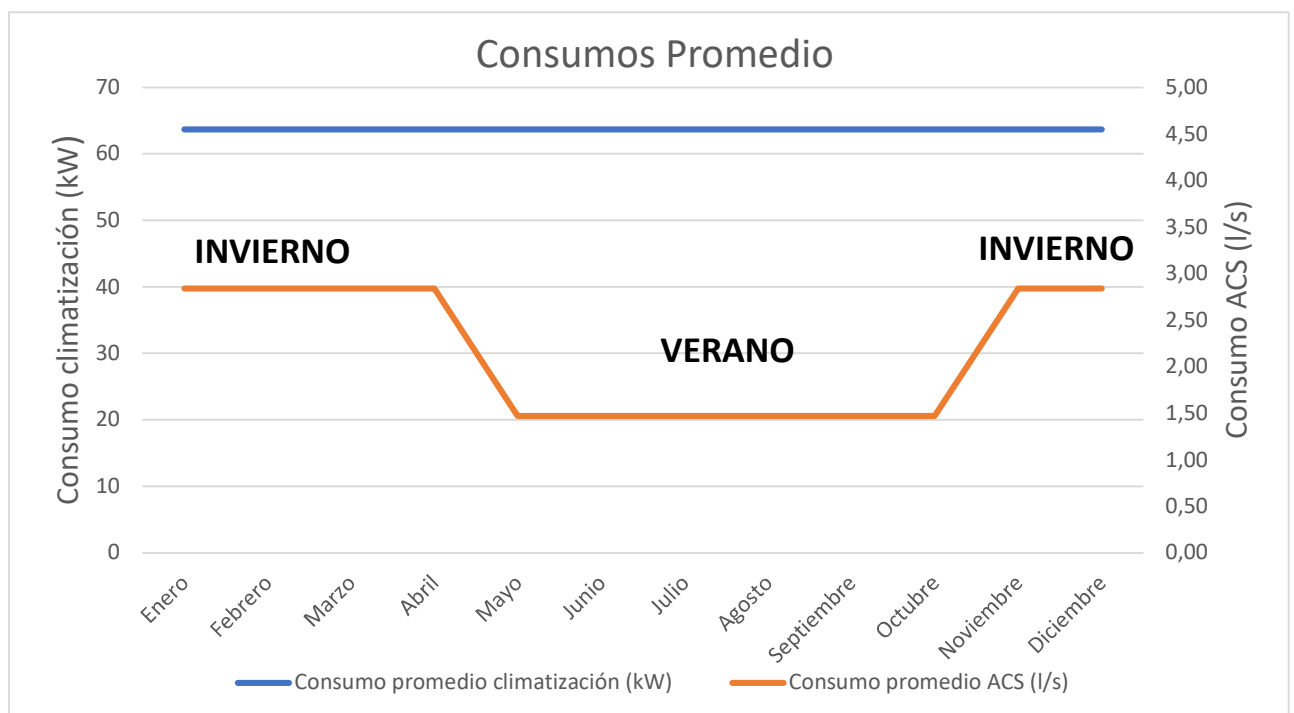


Figura 9: Consumos promedio del hotel. Fuente: Elaboración propia.

9.3. Dimensionado

La definición de estos dos subsistemas que conforman cada módulo se ha basado en productos comerciales del fabricante Capstone para la microturbina y del fabricante Daikin para el sistema de compresión. La elección de un modelo concreto en cada caso se basó en la capacidad de este para satisfacer las demandas del hotel. De esta manera, para la elección del modelo de microturbina se tuvo en consideración que la potencia producida fuese como mínimo capaz de alimentar al sistema de compresión y que la potencia térmica que se pudiese aprovechar en el recuperador de calor fuese suficiente para calentar el agua caliente para ACS a la temperatura deseada.

En el caso del sistema de compresión, el único requisito para tener en cuenta es que cada equipo pudiese satisfacer al menos el 60 % de la demanda total de frío, permitiendo que la instalación siga funcionando en caso de avería o parada de mantenimiento de alguno de los módulos. No obstante, es necesario destacar que en el caso de la microturbina el modelo final se seleccionó por ser el que menor coste unitario de productos produce.

Finalmente, los modelos seleccionados fueron el C200S ICHP y el EWWD150J-SS para microturbina y sistema de compresión respectivamente. Se presenta a continuación la información más relevante de cara al estudio realizado acerca de los dos equipos seleccionados para conformar cada módulo del sistema de cogeneración.

Tabla 1: Principales parámetros de la microturbina. Fuente: Elaboración propia.

Potencia neta eléctrica (kW)	200
Rendimiento eléctrico (%)	33
Presión de alimentación del combustible (bar)	5
Consumo de combustible (MJ/h)	2400
Ancho (m)	3
Profundidad (m)	2,5
Altura (m)	4
Potencia térmica recuperada (kW)	300

Tabla 2: Principales parámetros del sistema de compresión. Fuente: Elaboración propia.

Potencia nominal (kW)	39,5
Capacidad de refrigeración (kW)	154
Capacidad de calefacción (kW)	194
COP	4,9
EER	3,9
Refrigerante	R-134a
Ancho (m)	0,913
Profundidad (m)	2,684
Altura (m)	1,02

9.4. Punto de operación nominal

Si bien estos fueron los equipos en los que se basó el sistema, gran parte de la información del funcionamiento interno de estos no es facilitada por los fabricantes, especialmente en el caso del sistema de compresión. Por tanto, fue necesario completar información como los rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina y temperaturas de entrada y salida de la cámara en la microturbina y presiones de alta y baja y subenfriamiento y sobrecalentamiento en el sistema de compresión. Con esto en consideración, se presenta en la Figura 10 el esquema detallado de uno de los módulos, indicando la descripción de cada equipo y flujo en la Tabla 3.

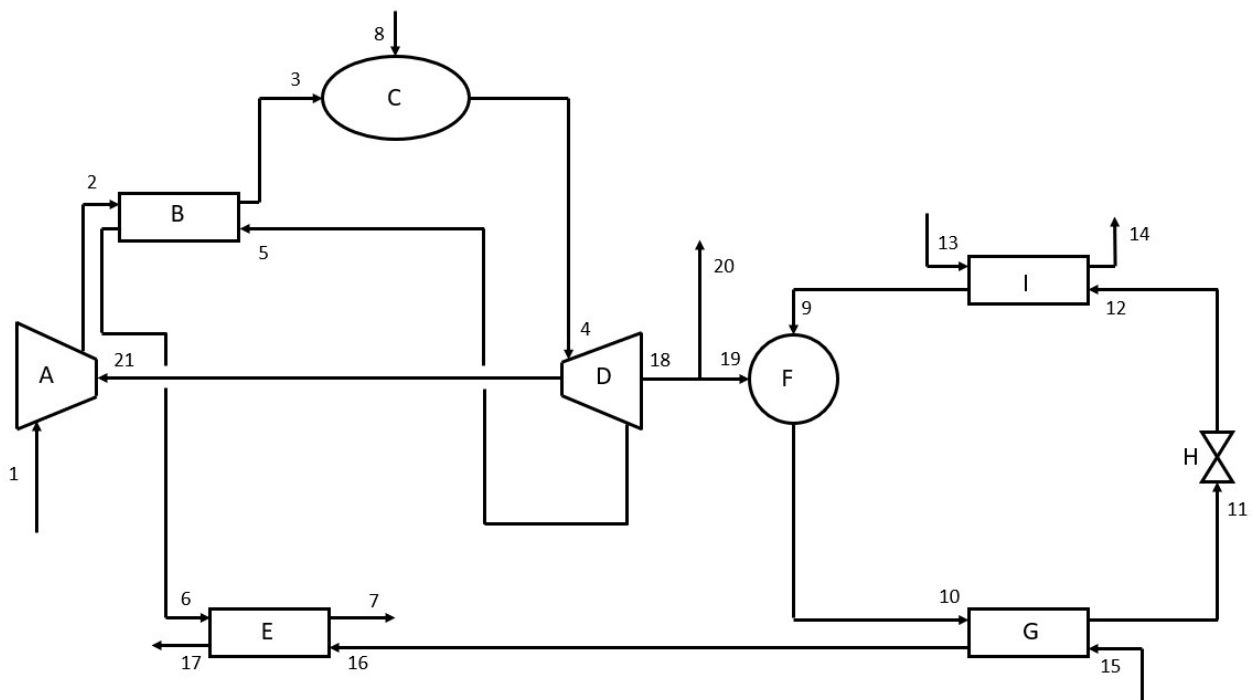


Figura 10: Esquema detallado de uno de los módulos. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3: Descripción de flujos y equipos de uno de los módulos. Fuente: Elaboración propia.

A	Compresor de aire
B	Regenerador
C	Cámara de combustión
D	Turbina de gas
E	Recuperador de calor
F	Compresor de refrigerante
G	Condensador
H	Válvula de expansión
I	Evaporador
1	Aire de alimentación
2	Aire comprimido
3	Aire comprimido y precalentado
4	Gases producto de la combustión (GPC)
5	GPC a baja presión
6	GPC a baja presión tras regenerador
7	Gases de escape del sistema
8	Combustible
9	Refrigerante en estado vapor sobrecalentado a baja presión
10	Refrigerante en estado vapor sobrecalentado a alta presión
11	Refrigerante en estado líquido subenfriado a alta presión
12	Refrigerante en estado de mezcla bifásica a baja presión
13	Agua de retorno del circuito de climatización
14	Agua fría para climatización
15	Agua de retorno del circuito de agua caliente
16	Agua precalentada
17	Agua caliente para ACS
18	Potencia neta eléctrica producida
19	Potencia consumida por el sistema de compresión
20	Potencia suministrada a red
21	Potencia consumida por el compresor de aire

Debido a las distinciones que se hicieron respecto a los consumos en el apartado Consideraciones previas, resulta necesario distinguir entre los tres estados que definen cada punto de operación a lo largo de cada día y cada año, haciendo que existan dos estados de día, para invierno y verano, y un único estado de noche común a ambos periodos. A raíz de esto, se presenta a continuación, en formato de tabla, los parámetros para cada uno de los tres estados que definen el punto de operación nominal.

Tabla 4: Parámetros de operación nominal de un módulo en verano durante el día. Fuente: Elaboración propia.

Rendimiento isoentrópico del compresor de aire (%)	85
Relación de compresión	5
Pérdidas de carga en el regenerador (%)	2
Temperatura de entrada a la cámara (K)	800
Presión de alimentación de combustible (bar)	5
Pérdidas de carga en la cámara (%)	3
Temperatura de entrada a la turbina (K)	1200
Rendimiento isoentrópico de la turbina (%)	85
Potencia térmica recuperada (kW)	15
Potencia neta producida (kW)	200
Rendimiento del alternador (%)	98
Consumo del compresor de refrigerante (kW)	31,86
COP	4,9
EER	3,9
Presión en el evaporador (bar)	2,8
Presión en el condensador (bar)	9,2
Temperaturas entrada-salida agua fría (°C)	12-7
Temperatura de retorno de agua caliente (°C)	30
Caudal de agua fría (l/s)	7,41
Caudal de agua caliente (l/s)	0,74
Refrigerante	R-134a

Tabla 5: Parámetros de operación nominal de un módulo en invierno durante el día. Fuente: Elaboración propia.

Rendimiento isoentrópico del compresor de aire (%)	85
Relación de compresión	5
Pérdidas de carga en el regenerador (%)	2
Temperatura de entrada a la cámara (K)	800
Presión de alimentación de combustible (bar)	5
Pérdidas de carga en la cámara (%)	3
Temperatura de entrada a la turbina (K)	1200
Rendimiento isoentrópico de la turbina (%)	85
Potencia térmica recuperada (kW)	170
Potencia neta producida (kW)	200
Rendimiento del alternador (%)	98
Consumo del compresor de refrigerante (kW)	31,86
COP	4,9
EER	3,9
Presión en el evaporador (bar)	2,8
Presión en el condensador (bar)	9,2
Temperaturas entrada-salida agua fría (°C)	12-7
Temperatura de retorno de agua caliente (°C)	30
Caudal de agua fría (l/s)	7,41
Caudal de agua caliente (l/s)	1,43
Refrigerante	R-134a

Tabla 6: Parámetros de operación nominal de un módulo durante la noche. Fuente: Elaboración propia.

Rendimiento isoentrópico del compresor de aire (%)	85
Relación de compresión	5
Pérdidas de carga en el regenerador (%)	2
Temperatura de entrada a la cámara (K)	800
Presión de alimentación de combustible (bar)	5
Pérdidas de carga en la cámara (%)	3
Temperatura de entrada a la turbina (K)	1200
Rendimiento isoentrópico de la turbina (%)	85
Potencia térmica recuperada (kW)	0
Potencia neta producida (kW)	200
Rendimiento del alternador (%)	98
Consumo del compresor de refrigerante (kW)	31,86
COP	4,9
EER	3,9
Presión en el evaporador (bar)	2,8
Presión en el condensador (bar)	9,2
Temperaturas entrada-salida agua fría (°C)	12-7
Temperatura de retorno de agua caliente (°C)	30
Caudal de agua fría (l/s)	7,41
Caudal de agua caliente (l/s)	0,74
Refrigerante	R-134a

Como se comentó anteriormente, se está considerando que la producción de ACS se realiza únicamente durante el día, en una franja horaria comprendida entre las 07:00 y las 21:00, atendiendo al comportamiento típico de las curvas de consumo de ACS en hoteles vacacionales [2]. Por tanto, durante el día el sistema opera como se indica en la Figura 10, mientras que por la noche los gases que salen del regenerador de la microturbina son directamente expulsados al ambiente y el agua caliente que sale del condensador debe cerrar el circuito pasando por una de las torres de refrigeración con las que ya cuenta el hotel, como se indica en la Figura 11. Atendiendo a esto, la potencia térmica recuperada en el recuperador de calor solo será necesaria durante el día en ambos periodos del año considerados, siendo esta de 15 kW en verano, con una producción de agua caliente de 0,74 l/s por módulo, y de 170 kW en invierno, con una producción de 1,42 l/s por módulo.

En adición a esto y como se demuestra en el documento Anexo: Cálculos, se ha comprobado que el sistema es capaz de abastecer la demanda de ACS en la hora pico de consumo de la instalación hotelera.

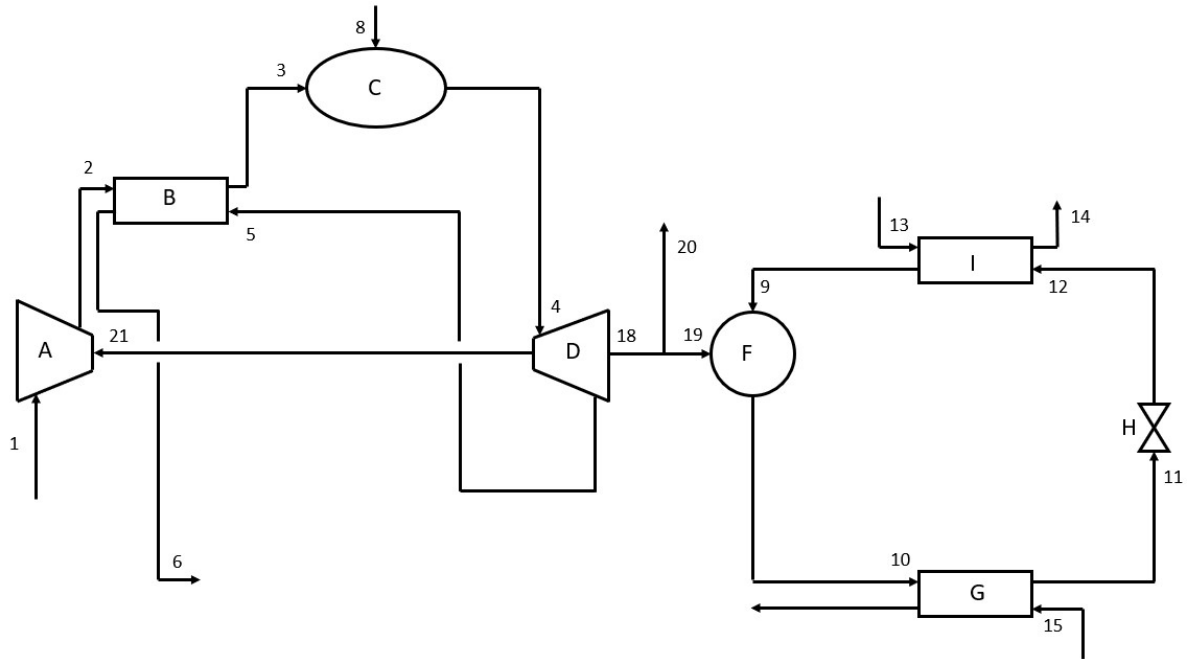


Figura 11: Esquema del sistema en funcionamiento nocturno sin producción de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.

Cómo solución a esta situación en la que resulta necesario modificar la potencia térmica que se recupera en el recuperador de calor y atendiendo a la libertad que se ha tomado en el diseño básico de este sistema tomando los modelos comerciales antes descritos únicamente como una referencia, se propone la utilización de un intercambiador a placas como recuperador de calor, de manera que se pueda regular la superficie de intercambio de este, seccionándolo en etapas, y, con esto, el calor que el agua es capaz de absorber. Por tanto, el funcionamiento es tal que este intercambiador puede recuperar una potencia térmica máxima de 200 kW, pudiéndose extraer el fluido antes de finalizar el recorrido, en una etapa intermedia, para recuperar 170 kW, o incluso antes, para recuperar solo 15 kW.



Figura 12: Intercambiador de calor para industria alimentaria con múltiples salidas y entradas Alfa Laval. Fuente: [9].

En cuanto la potencia de trabajo de los sistemas de compresión, esta es totalmente regulable a partir del 25 % del valor nominal, permitiendo fácilmente ajustar este parámetro a la demanda del hotel. También se aclara que se está considerando “verano” como los meses desde mayo hasta octubre, incluidos, e “invierno” como los meses desde noviembre hasta enero, incluidos, según se puede apreciar en la Figura 9.

10. Metodología

En este apartado, se detalla la metodología seguida para llevar a cabo los diversos análisis realizados desde un punto de vista genérico. No obstante, se aprovecha también para aclarar que, en general, para llevar a cabo los estudios considerados con la metodología que a continuación se describirá, resulta necesario considerar la operación del sistema en régimen estacionario.

Este aspecto ha supuesto uno de los principales obstáculos en la realización de este trabajo, debido a lo variables que son en la realidad los consumos en instalaciones hoteleras, pues si bien la microturbina no tiene la necesidad de adecuarse a la demanda eléctrica del hotel y puede, por tanto, operar de forma continua en su punto de operación nominal, lo mismo no ocurre con el sistema de compresión, el cual en la realidad tendría que regular su potencia nominal para adaptarse a la demanda de frío, o la producción de ACS, la cual es probable que funcione de forma intermitente con el objetivo de mantener constante el volumen de acumulación, alternando entre los estados que aquí se han descrito como de “día” y “noche”.

Si bien es cierto que existen metodologías alternativas para el desarrollo de este tipo de estudios que permiten realizar análisis en régimen transitorio [10], para emplearlos sería necesario contar con información de monitorización continua y detallada de los consumos del hotel, el cual no ha sido el caso. Por tanto, el método empleado está orientado al estudio de instalaciones cuyo funcionamiento se asemeja a un régimen estacionario, como puede ser el caso de centrales térmicas. Es por esto por lo que ha sido necesario emplear más de un estado para definir cada punto de operación, de manera que se tenga en cuenta la variabilidad de operación del sistema en la medida de lo posible, mientras que se mantiene la consideración de régimen estacionario en el estudio de cada estado.

10.1. Hipótesis de trabajo

De forma general, durante el desarrollo de todos los análisis se han tenido en cuenta las siguientes hipótesis de trabajo:

- El sistema opera en condición de régimen estacionario.
- Las condiciones del ambiente de referencia son 25 °C y 1 atm.

- Tanto aire como gases producto de la combustión son considerados como mezclas de gases ideales.
- No existen variaciones de energía cinética y potencial en el sistema.
- Los equipos funcionan de forma adiabática.
- La reacción de combustión en la cámara es completa, por lo que no existe monóxido de carbono ni hidrocarburos en los gases producto de la combustión.
- El nitrógeno en el aire actúa como gas inerte, es decir, no se producen óxidos de nitrógeno.
- No existen pérdidas de carga en el sistema de compresión.
- El aire está compuesto por 20,59 % de oxígeno, 77,48 % de nitrógeno, 0,03 % de dióxido de carbono y 1,9 % de agua.

En los siguientes subapartados se detallan los procedimientos seguidos para cada análisis, así como para la reducción del coste unitario de los productos.

10.2. Análisis energético

El objetivo de este análisis es la completa definición de cada uno de los estados presentes en el sistema desde un punto de vista termodinámico. Para esto, basándose en los principios de conservación de la energía y de la materia, se han aplicado balances de energía y de masa respectivamente a todos los equipos presentes, con el objetivo de determinar la temperatura, presión, entalpía y entropía de cada flujo, así como los caudales másicos. Las expresiones generales para estos balances, aplicados a un volumen de control en régimen estacionario son:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (1)$$

Donde:

- $\sum \dot{m}_e$, sumatorio de caudales másicos de entrada (kg/s).

- $\sum \dot{m}_s$, sumatorio de caudales máscicos de salida (kg/s).

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s = 0 \quad (2)$$

$$\left[\begin{array}{c} \text{velocidad de variación} \\ \text{de la masa contenida} \\ \text{en el volumen de control} \\ \text{en el instante } t \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{flujo máscico total} \\ \text{que entra al} \\ \text{volumen de control} \\ \text{en el instante } t \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{flujo máscico total} \\ \text{que sale del} \\ \text{volumen de control} \\ \text{en el instante } t \end{array} \right]$$

Figura 13: Balance de masa expresado mediante palabras. Fuente: [4].

Donde:

- \dot{Q}_{vc} , transferencia de calor a través de la frontera del volumen de control (kW).
- \dot{W}_{vc} , transferencia de energía en forma de trabajo a través de la frontera del volumen de control (kW).
- h_e , entalpía específica de flujos de entrada (kJ/kg).
- h_s , entalpía específica de flujos de salida (kJ/kg).

$$\left[\begin{array}{c} \text{Velocidad de variación de} \\ \text{la energía contenida} \\ \text{dentro del sistema} \\ \text{en el instante } t \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Velocidad neta a la que la} \\ \text{energía es transferida hacia} \\ \text{el sistema por calor} \\ \text{en el instante } t \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Velocidad neta a la que la} \\ \text{energía es transferida fuera} \\ \text{del sistema por trabajo} \\ \text{en el instante } t \end{array} \right]$$

Figura 14: Balance de energía en términos de potencia, expresado mediante palabras. Fuente: [4].

Para obtener información detallada sobre el desarrollo de este análisis, consulte el documento Anexo: Cálculos.

10.3. Análisis exerético

Una vez que se han definido por completo los estados termodinámicos de todos los flujos máscicos y se han determinado los flujos de potencia existentes, se procede a calcular la potencia exerética asociada a cada uno de estos flujos, pues se recuerda que, según lo comentado en el apartado Antecedentes, la exería permite cuantificar la calidad de un flujo de energía, es decir,

puede medir cuanta de la energía contenida en un flujo es realmente aprovechable, cualidad que resulta clave a la hora de analizar un sistema.

En concreto, la potencia exergética de un flujo másico está formada por dos términos: la exergía física y la química, como se expone en la siguiente expresión en términos absolutos:

$$\dot{B} = \dot{B}^{ph} + \dot{B}^{ch} \quad (3)$$

Donde:

- \dot{B} , exergía total (kW).
- \dot{B}^{ph} , exergía física (kW).
- \dot{B}^{ch} , exergía química (kW).

Si se expresa la anterior ecuación en términos específicos, dividiendo por el caudal másico correspondiente se tiene lo siguiente:

$$b = b^{ph} + b^{ch} \quad (4)$$

Donde:

- b , exergía total específica (kJ/kg).
- b^{ph} , exergía física específica (kJ/kg).
- b^{ch} , exergía química específica (kJ/kg).

De manera que se cumple que:

$$\dot{B} = \dot{m} \cdot b \quad (5)$$

La exergía física representa la desviación de las condiciones consideradas de referencia en lo que al estado termodinámico del flujo se refiere, mientras que la química representa una desviación en la composición del flujo respecto a su composición en el estado de referencia.

La expresión para determinar la exergía física específica es la siguiente:

$$b^{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (6)$$

Donde:

- h_o , entalpía específica del entorno de referencia (kJ/kg).
- s_o , entropía específica del entorno de referencia (kJ/kgK).
- T_o , temperatura del entorno de referencia (K).

Para gases ideales puede expresarse como:

$$b^{ph} = (h - h_o) - RT_o \ln(p/p_o) \quad (7)$$

Donde:

- p , presión del flujo (bar).
- p_o , presión del entorno de referencia (bar).
- R , constante universal de los gases ideales (kJ/kgK).

Por otro lado, la parte química para una mezcla de gases ideales se determina con la siguiente ecuación:

$$b^{ch} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot b_i^{ch} + R \cdot T_o \sum_{i=1}^n x_i \cdot \ln(x_i) \quad (8)$$

Donde:

- b_i^{ch} , exergía química molar estándar de cada elemento de la mezcla de gases (kJ/kg).
- x_i , fracción molar de cada elemento de la mezcla.

La exergía química molar estándar es un parámetro propio de cada sustancia y que depende del ambiente de referencia considerado. En la referencia [4] se definen dos modelos a considerar como ambiente de referencia y se listan los valores de exergía química molar estándar para diversas sustancias según el modelo seleccionado para el estudio.

Tabla 7: Exergía química molar estándar para varias sustancias según el modelo de ambiente de referencia considerado. Fuente: [4].

Table C.2. Standard molar chemical exergy, \bar{e}^{CH} (kJ/kmol), of various substances at 298.15 K and p_o

Substance	Formula	Model I ^a	Model II ^b
Nitrogen	N ₂ (g)	639	720
Oxygen	O ₂ (g)	3,951	3,970
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	14,176	19,870
Water	H ₂ O(g)	8,636	9,500
Water	H ₂ O(l)	45	900
Carbon (graphite)	C(s)	404,589	410,260
Hydrogen	H ₂ (g)	235,249	236,100
Sulfur	S(s)	598,158	609,600
Carbon monoxide	CO(g)	269,412	275,100
Sulfur dioxide	SO ₂ (g)	301,939	313,400
Nitrogen monoxide	NO(g)	88,851	88,900
Nitrogen dioxide	NO ₂ (g)	55,565	55,600
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	133,587	—
Hydrogen sulfide	H ₂ S	799,890	812,000
Ammonia	NH ₃ (g)	336,684	337,900
Oxygen	O(g)	231,968	233,700
Hydrogen	H(g)	320,822	331,300
Nitrogen	N(g)	453,821	—
Methane	CH ₄ (g)	824,348	831,650
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	—	1,265,800
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	—	1,361,100
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	1,482,033	1,495,840
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	—	2,003,900
Propane	C ₃ H ₈ (g)	—	2,154,000
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	—	2,805,800
n-Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	—	3,463,300
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	—	3,303,600
Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	—	5,413,100
Methanol	CH ₃ OH(g)	715,069	722,300
Methanol	CH ₃ OH(l)	710,747	718,000
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	1,348,328	1,363,900
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	1,342,086	1,375,700

En cuanto a la exergía que acompaña a una transferencia de calor, esta se define como sigue:

$$\dot{B}_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right) \cdot \dot{Q} \quad (9)$$

Donde:

- T_f , temperatura en la frontera a través de la cual se produce la transferencia (K).

En el caso de la exergía asociada a un trabajo, esta es todo el trabajo, es decir, todo el trabajo producido es exergía, o sea, potencia aprovechable.

$$\dot{B}_W = \dot{W} \quad (10)$$

Además, el análisis exergético también permite determinar cuánta exergía se destruye en cada equipo del sistema, a causa de las irreversibilidades que los procesos que en estos elementos se llevan a cabo introducen en el sistema, como pérdidas de carga o de calor, permitiendo así identificar a los principales causantes de esta destrucción y, con esto, los principales puntos que atacar a la hora de mejorar la operación del sistema, otra cualidad de gran valor de cara al análisis de sistemas.

El cálculo de la destrucción de exergía de un equipo se lleva a cabo a través de un balance de exergía aplicado a su volumen de control, el cual se escribe de forma general como se indica en la siguiente expresión:

$$\sum \dot{B}_e - \sum \dot{B}_s = \dot{B}_d \quad (11)$$

Donde:

- $\sum \dot{B}_e$, sumatorio de exergías de entrada (kW).
- $\sum \dot{B}_s$, sumatorio de exergías de salida (kW).
- \dot{B}_d , destrucción de exergía (kW).

10.4. Análisis termoeconómico

Una vez obtenida toda la información exergética del sistema se puede pasar a realizar el análisis termoeconómico, cuyo objetivo es asignar costes monetarios a cada kWh de exergía de producto.

El coste exergoeconómico de un flujo se define según la siguiente expresión:

$$\dot{\Pi} = \dot{B} \cdot c \quad (12)$$

Donde:

- $\dot{\Pi}$, coste exergoeconómico total (\$/h).
- c , coste exergoeconómico unitario (\$/kWh).

De esta manera, una vez son conocidos los flujos exergéticos, basta con conocer el coste exergoeconómico total de cada flujo para calcular los costes exergéticos unitarios y viceversa. Para poder calcular los costes exergéticos totales se plantean balances de exergía concretos en cada equipo, para conformar un sistema de ecuaciones. Estos balances son conocidos como balances fuel-producto, pues consisten en igualar la exergía de los flujos considerados como fuel (F), siendo estos el recurso empleado para generar el producto, y el producto (P), siendo este el propósito para el que se adquiere y opera el equipo en cuestión [5].

Se introduce también el concepto de pérdida (L) (loss, en inglés), el cual se define como la potencia exergética que abandona un equipo sin que sea de utilidad más adelante en el sistema. No obstante, pocos equipos dentro de un sistema tienen pérdidas, por lo que este concepto es más bien aplicable a sistemas completos, haciendo que en muchos casos sea preferible evitar asignar una pérdida a un equipo, especialmente cuando este flujo se ha empleado en procesos previos en el mismo sistema [5]. Debe quedar claro que estas tres definiciones dependen en su totalidad del contexto del sistema de estudio, así como de la situación en la que se encuentre cada equipo dentro de este.

Por tanto, resulta necesario realizar una definición FPL para cada equipo, lo que consiste en categorizar cada flujo exergético que interviene en cada equipo según los criterios descritos anteriormente. Una vez realizada esta definición, la expresión general del balance tiene la siguiente forma:

$$\sum \dot{\Pi}_P = \sum \dot{\Pi}_F + Z_i \quad (13)$$

Donde:

- $\sum \dot{\Pi}_P$, sumatorio de costes exergoeconómicos de fuel (\$/h).

- $\sum \dot{P}_F$, sumatorio de costes exergoeconómicos de productos (\$/h).
- Z_i , coste fijo del equipo (\$/h)

El procedimiento detallado del cálculo del coste fijo de cada equipo se puede consultar en el documento Anexo: Cálculos.

A pesar de esto, el sistema de ecuaciones resultante tendrá más incógnitas que ecuaciones, haciendo que sea necesario definir relaciones auxiliares que permitan resolverlo. Estas relaciones auxiliares normalmente se basan en considerar que ciertos flujos tienen un coste despreciable frente al del combustible, que el coste del combustible es conocido y que para flujos que entran en un equipo, actuando como fuel, su salida tendrá el mismo coste que la entrada, pues el proceso por el que ha pasado no ha aumentado su valor.

Una vez formado el sistema de ecuaciones, este se puede resolver para obtener los costes exergoeconómicos unitarios y totales de cada flujo, dentro de los cuales se encuentran los costes de los productos. Sin embargo, en sistemas con más de un producto, como es el caso de los sistemas de cogeneración, resulta necesario calcular un único coste para todos los productos, el cual se define en la siguiente expresión.

$$c_p = \sum_{i=1}^n \frac{\dot{B}_i \cdot c_i}{\sum \dot{B}_p} \quad (14)$$

Donde:

- \dot{B}_i , potencia exergética de cada producto del sistema por separado (kW)
- c_p , coste exergoeconómico unitario del producto total del sistema (\$/kWh).
- c_i , coste exergoeconómico unitario de cada producto del sistema por separado (\$/kWh).
- $\sum \dot{B}_p$, sumatorio de las potencias exergéticas de los productos del sistema (kW).

10.5. Reducción del coste unitario de los productos

Con el coste unitario de los productos calculado, el siguiente paso es reducirlo en la medida de lo posible. Esto se consigue modificando el punto de operación del sistema hacia uno que produzca menor coste. El método empleado en este trabajo consiste en definir una serie de parámetros que se denominan de optimización, los cuales son normalmente aquellos que tienen un efecto importante en el resultado final del coste y, en general, sobre la operación del sistema, como pueden ser rendimientos isoentrópicos, dosados, entre otros.

Una vez que se definen estos parámetros, se traslada la resolución analítica al software de cálculo Octave, en el cual, realizando las modificaciones adecuadas, se puede obtener gráficas de resultado del coste unitario de los productos para todas las combinaciones posibles de los parámetros de optimización, variándolos de forma individual o por parejas, permitiendo esta última opción obtener familias de curvas que dan el resultado del coste de los productos para una determinada combinación de parámetros a lo largo de todo el rango de valores de variación considerado para cada uno de ellos, mientras que con la primera solo se obtiene una curva que representa el efecto del parámetro estudiado sobre el coste de los productos de forma aislada.

En la Figura 15 se muestra un ejemplo del resultado que se obtiene.

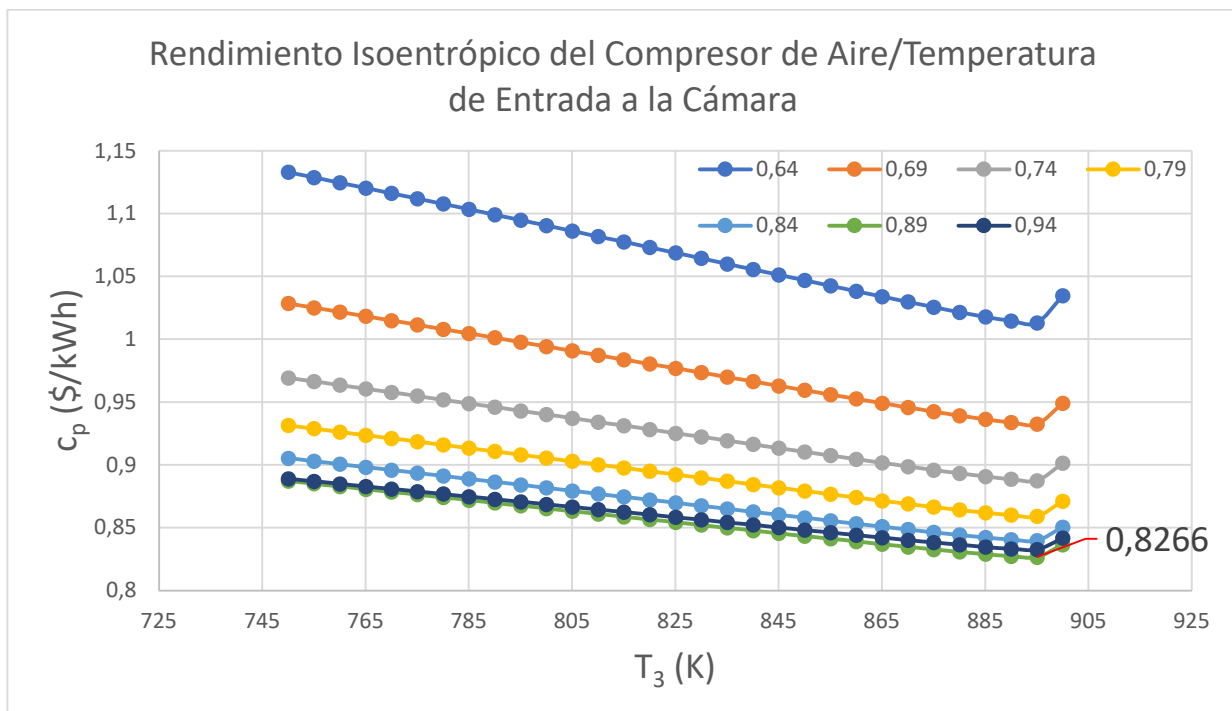


Figura 15: Ejemplo de resultados gráficos obtenidos con el código desarrollado. Fuente: Elaboración propia.

11. Resultados

En el presente apartado se recogen los resultados asociados a los análisis energético, exergético y exergoeconómico realizados.

11.1. Análisis energético

Tras realizar este análisis, se determinaron las temperaturas, presiones, entalpías, entropías y caudales de todos los flujos, así como los flujos de potencia tanto térmicos como mecánicos para los tres estados que definen el punto de operación nominal. También se determinó la composición de los gases producto de la combustión y la relación aire-combustible con la que opera el sistema. Los resultados se presentan a continuación.

Tabla 8: Resultados del análisis energético en el punto de operación nominal durante el día en verano – flujos másicos.
Fuente: Elaboración propia.

Flujo	m (kg/s)	T (K)	p (bar)	h (kJ/kmol)	s (kJ/kmolK)
1	1,35	298,15	1,0325	3984,09	199,64
2	1,35	517,85	5,1625	10486,7	201,74
3	1,35	800,00	5,0593	19280,01	217,53
4	1,37	1200,00	4,9075	19065,01	247,71
5	1,37	903,34	1,0751	8260,80	250,94
6	1,37	648,61	1,0536	-514,18	237,89
7	1,37	639,15	1,0325	-831,34	237,50
8	0,02	298,15	5,0593	-83883	-
9	0,73	278,79	2,8000	255,32	0,9574
10	0,73	337,52	9,2000	299,17	1,0036
11	0,73	297,39	9,2000	84,30	0,3181
12	0,73	271,79	2,8000	84,30	0,3242
13	7,39	285,15	4,0000	50,31	0,1799
14	7,39	280,15	4,0000	29,37	0,1068
15	0,74	303,15	4,0000	125,69	0,4348
16	0,74	353,68	4,0000	337,29	1,0810
17	0,74	358,53	4,0000	357,62	1,1377

Nota: las entalpías y entropías en color verde tienen unidades de kJ/kg y kJ/kgK respectivamente.

Tabla 9: Resultados del análisis energético en el punto de operación nominal durante el día en verano - gases producto de la combustión. Fuente: Elaboración propia.

Elemento	Fracción molar
Oxígeno	0,2153
Nitrógeno	0,7732
Dióxido de carbono	0,0253
Agua	0,0461
Relación aire/comb	80,51

Solo se modifican los estados 7 y 17 a causa del aumento de consumo de ACS en invierno y desaparecen estos mismos flujos en operación nocturna.

Tabla 10: Resultados del análisis energético en el punto de operación nominal durante el día en invierno con fuel oil – flujos másicos. Fuente: Elaboración propia.

Flujo	m (kg/s)	T (K)	p (bar)	h (kJ/kmol)	s (kJ/kmolK)
7	1,39	540,20	1,0325	-4108,71	231,18
17	1,42	358,15	4	356,04	1,1334

Nota: las entalpías y entropías en color verde tienen unidades de kJ/kg y kJ/kgK respectivamente.

11.2. Análisis exergético

En este apartado se recogen los resultados obtenidos tras realizar el análisis exergético al sistema operando en los distintos estados que definen su punto de operación nominal y con cada combustible. En concreto, se adjuntan las potencias exergéticas de cada flujo, tanto másico como de potencia, y la destrucción de exergía de cada equipo.

Se presentan los resultados obtenidos para el sistema funcionando en operación diurna, tanto en invierno como en verano, y nocturna.

Tabla 11: Resultados del análisis exergético en el punto de operación nominal durante el día en verano. Fuente: Elaboración propia.

Flujo	B (kW)	B _f (kW)	B _q (kW)	B _d (kW)
1	0,00	0,00	0,00	-
2	277,42	277,42	0,00	-
3	470,16	470,16	0,00	-
4	1055,00	1045,22	9,78	-
5	498,60	488,82	9,78	-
6	267,53	257,75	9,78	-
7	258,08	248,30	9,78	-
8	723,96	0,39	723,597	-
9	33,77	33,77	0,00	-
10	55,63	55,63	0,00	-
11	48,02	48,02	0,00	-
12	46,69	46,69	0,00	-
13	9,71	9,71	0,00	-
14	16,03	16,03	0,00	-
15	0,52	0,52	0,00	-
16	14,48	14,48	0,00	-
17	17,01	17,01	0,00	-
18	204,08	204,08	0,00	-
19	31,86	31,86	0,00	-
20	168,14	168,14	0,00	-
21	310,71	310,71	0,00	-

A	-	-	-	29,48
B	-	-	-	33,32
C	-	-	-	139,13
D	-	-	-	45,42
E	-	-	-	6,93
F	-	-	-	10,00
G	-	-	-	6,36
H	-	-	-	1,33
I	-	-	-	6,59

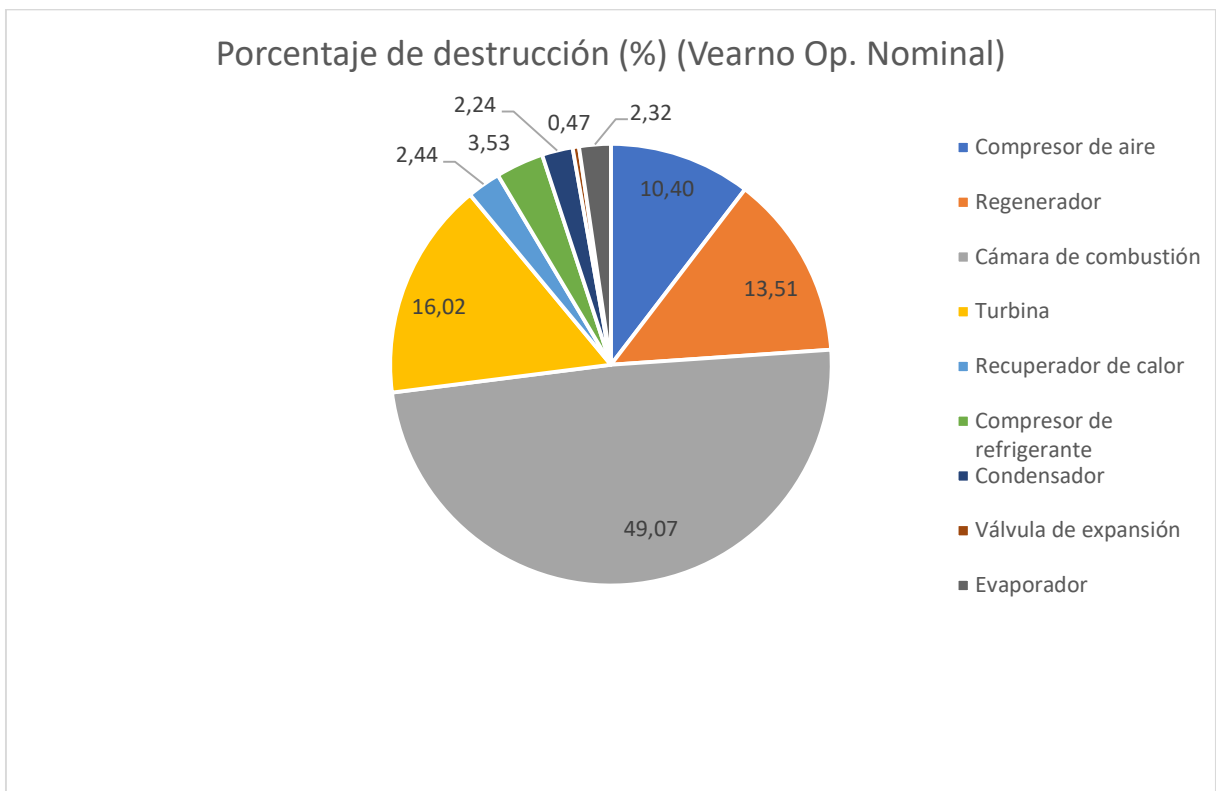


Figura 16: Distribución porcentual entre equipos de la destrucción de exergía del sistema en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

En este caso, también se modifican los flujos 7 y 17 y la destrucción de exergía en el recuperador de calor operando en invierno.

Tabla 12: Resultados del análisis exergético en el punto de operación nominal durante el día en invierno. Fuente: Elaboración propia.

Flujo	B (kW)	B _f (kW)	B _q (kW)	B _d (kW)
7	192,17	182,39	0,00	-
17	32,25	32,25	0,00	-
E	-	-	-	52,69

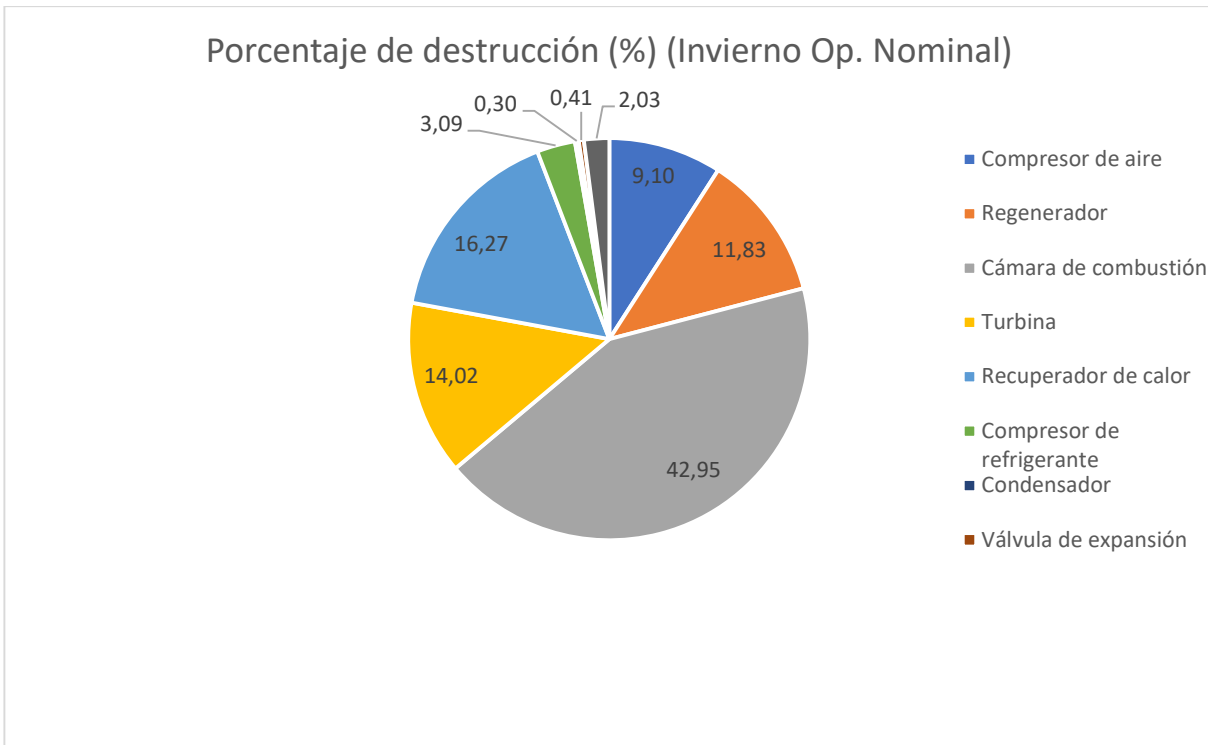


Figura 17: Distribución porcentual entre equipos de la destrucción de exergía total del sistema en operación diurna de invierno. Fuente: Elaboración propia.

En operación nocturna directamente desaparecen los flujos 7 y 17, al igual que el recuperador de calor.

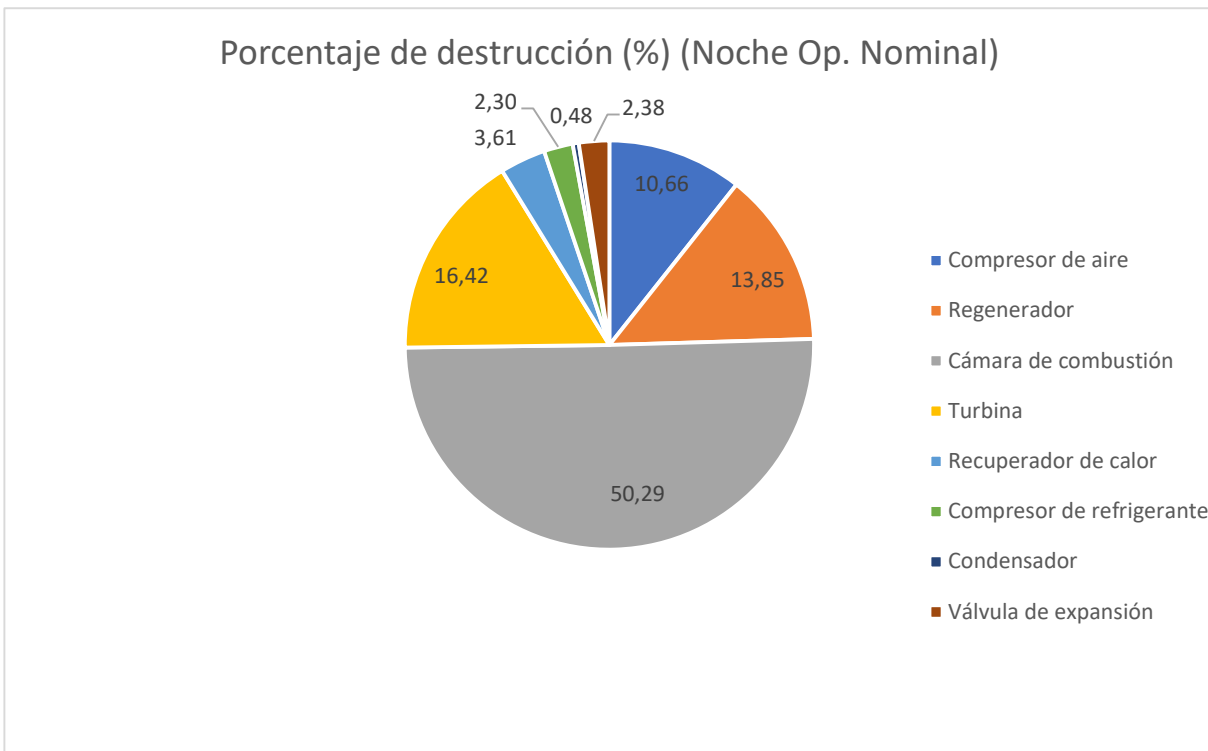


Figura 18: Distribución porcentual entre equipos de la destrucción de exergía total del sistema en operación nocturna. Fuente: Elaboración propia.

11.3. Análisis exergoeconómico

En este apartado se presentan los resultados gráficos obtenidos a través de la variación de los valores de los parámetros de optimización, los cual son los siguientes:

- Rendimiento isoentrópico del compresor de gas, n_{sc} .
- Rendimiento isoentrópico de la turbina, n_{st} .
- Relación de compresión del compresor de gas, r_c .
- Temperatura de entrada a la cámara de combustión, T_3 .
- Temperatura de entrada a la turbina, T_4 .
- Presión en el condensador, p_G .
- Presión en el evaporador, p_I .

Además, se aclara que solo se estudia la evolución del coste exergoeconómico unitario de los productos en el estado de operación diurna en verano, pues si bien el coste final se tendrá que calcular considerando el resto de los estados de operación, la respuesta general del sistema frente a la variación de los parámetros de optimización no diferirá, de manera que las conclusiones obtenidas estudiando el estado de verano son extrapolables al resto de estados.

A continuación, se adjunta una tabla resumen de los resultados de costes exergoeconómicos totales y unitarios en el punto de operación nominal.

Tabla 13: Resumen de resultados del análisis exergoeconómico en verano. Fuente: Elaboración propia.

Flujo	c (c\$/kWh)	Π (\$/h)
1	0	0
2	112,15	311,14
3	98,90	464,99
4	61,76	651,52
5	61,76	307,91
6	61,76	165,22
7	61,76	159,37
8	3,00	21,70

9	131,44	44,39
10	127,79	71,09
11	127,79	61,37
12	131,44	61,37
13	0,00	0,00
14	105,89	16,98
15	0,00	0,00
16	67,14	9,72
17	110,14	18,73
18	82,13	167,62
19	83,81	26,70
20	83,81	140,92
21	82,13	252,07

11.3.1. Variación individual de parámetros

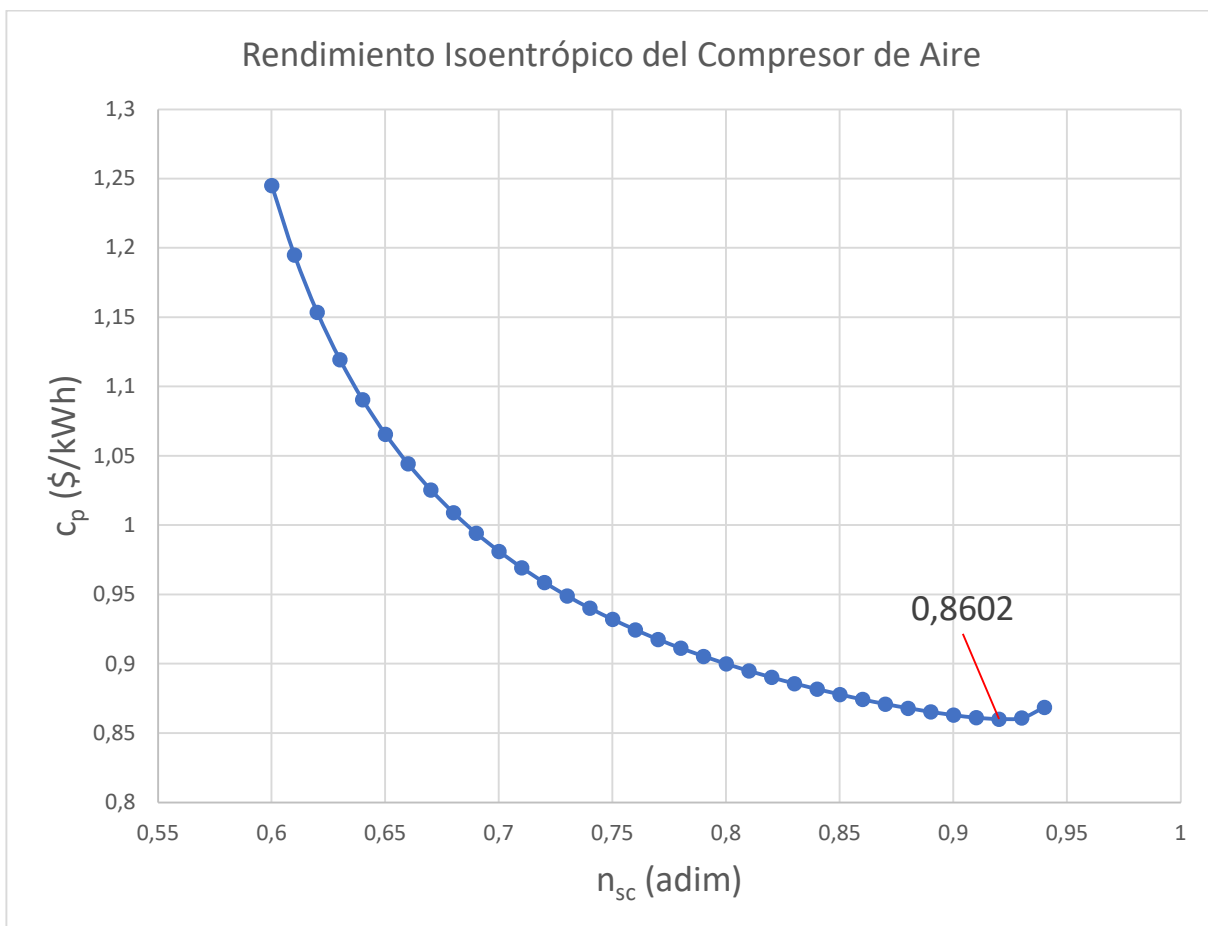


Figura 19: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

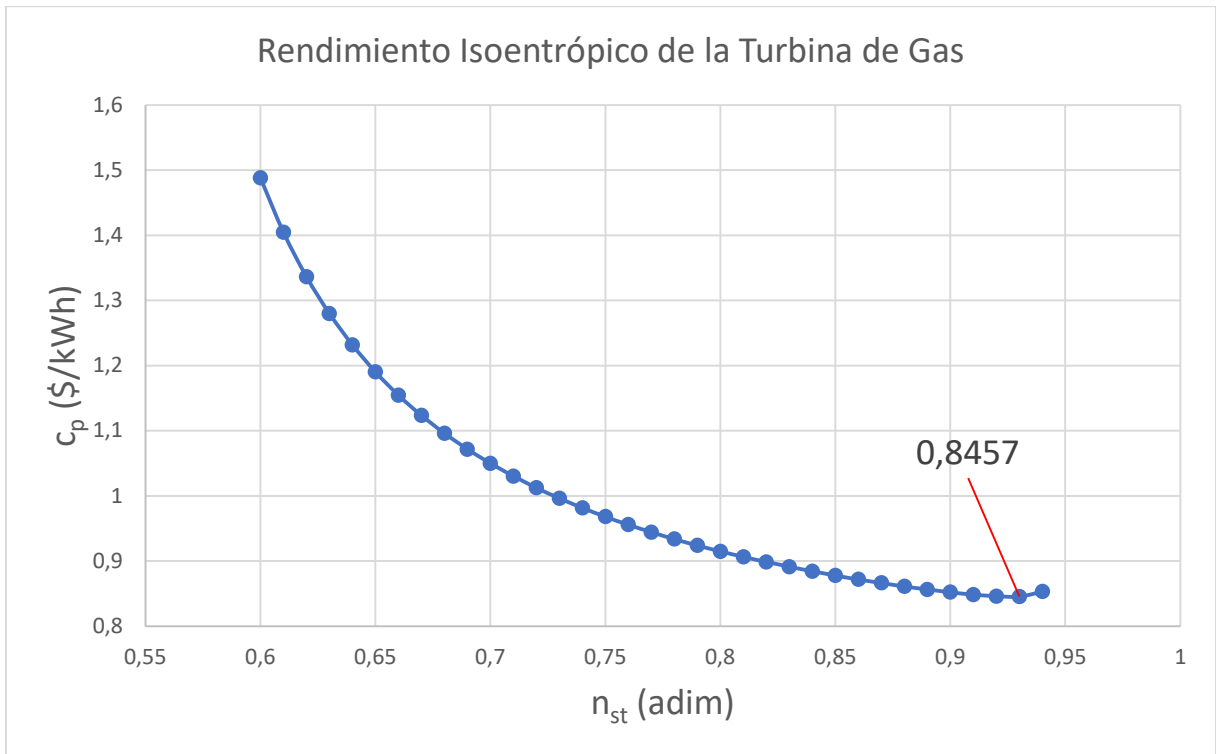


Figura 20: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

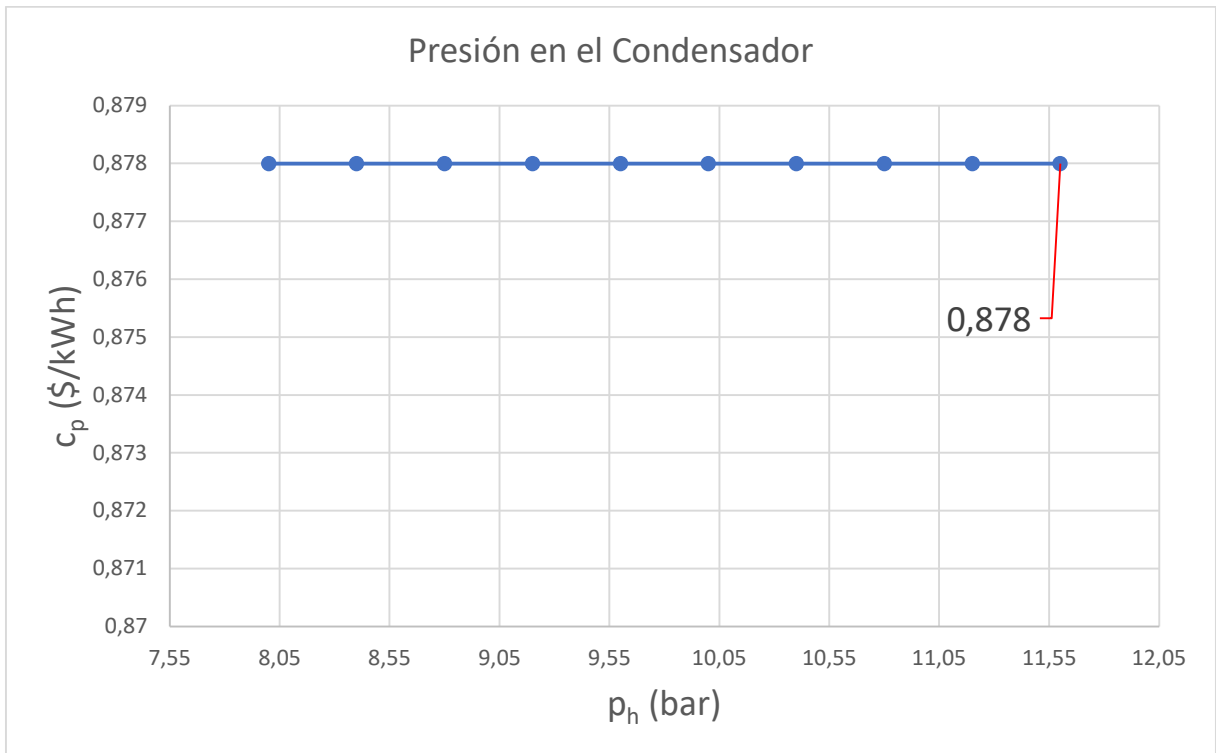


Figura 21: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la presión en el condensador en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

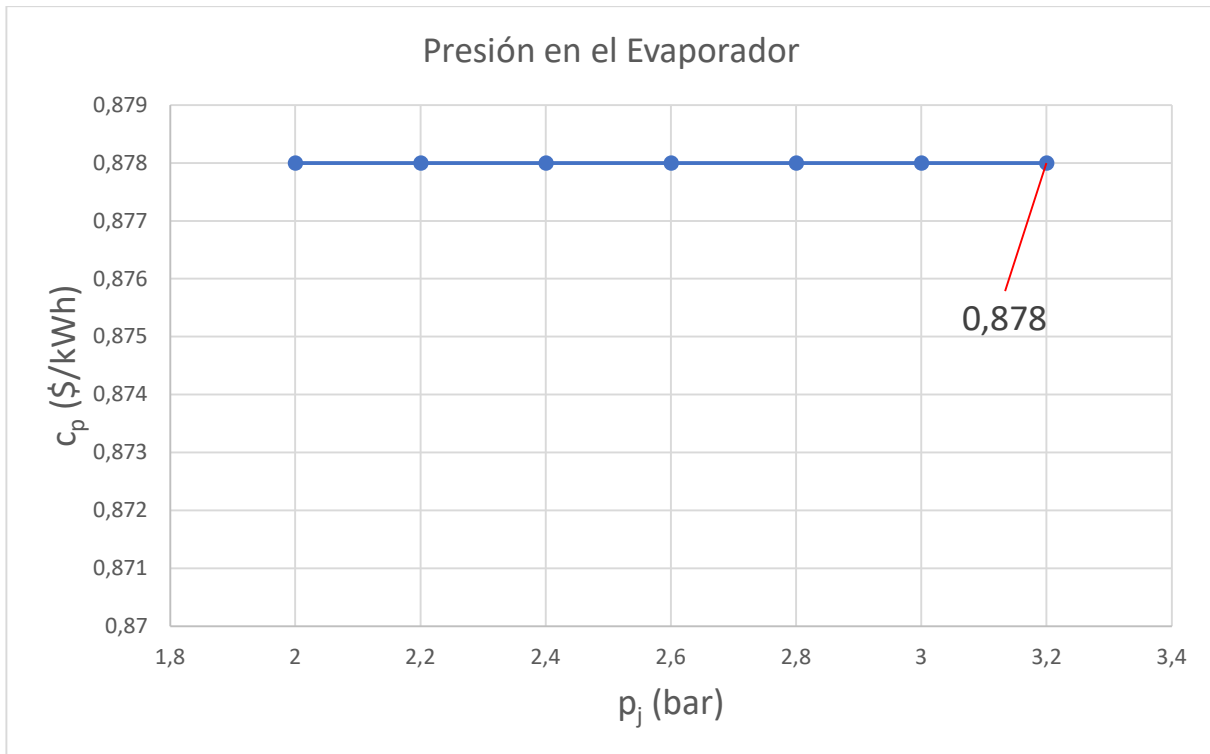


Figura 22: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la presión en el evaporador en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

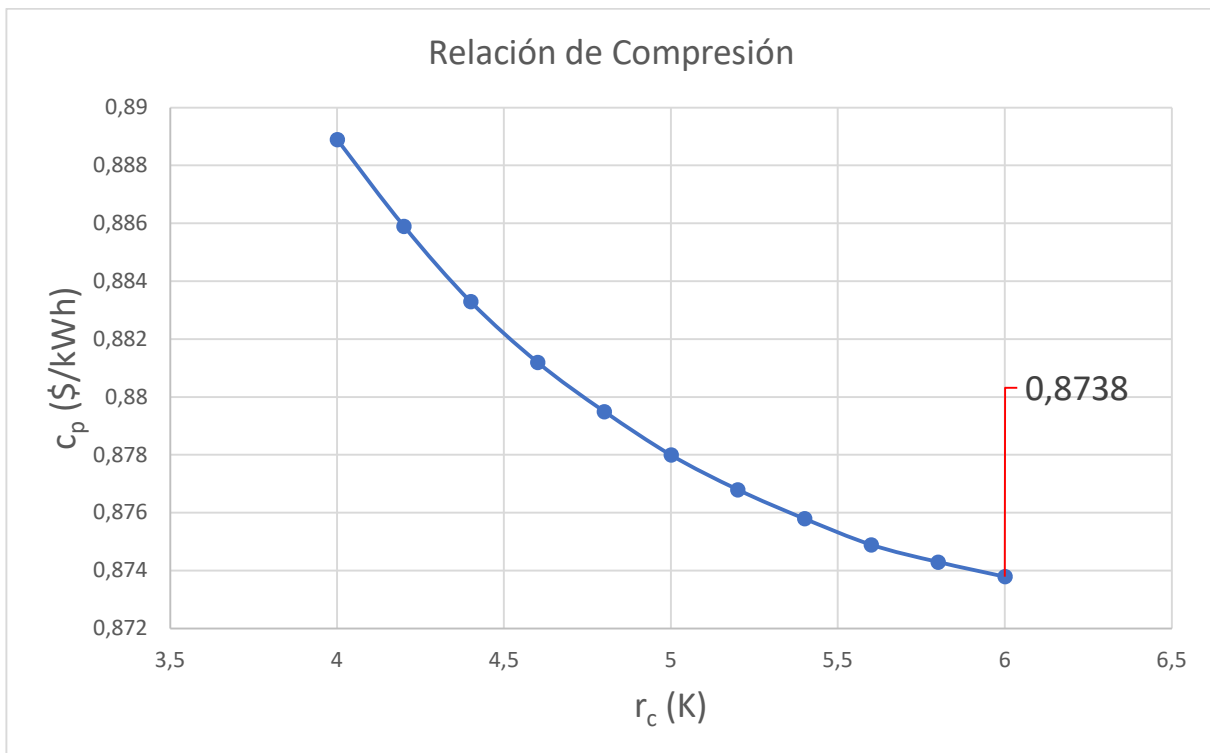


Figura 23: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

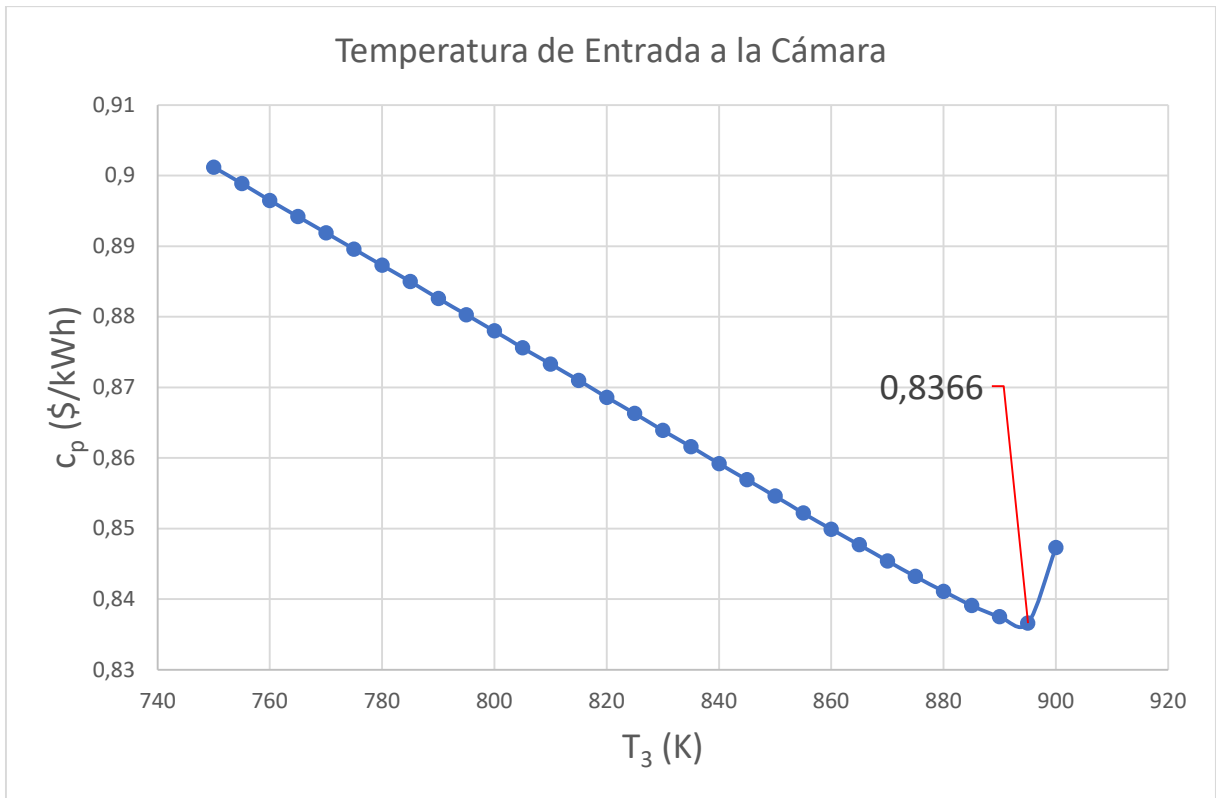


Figura 24: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la cámara en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

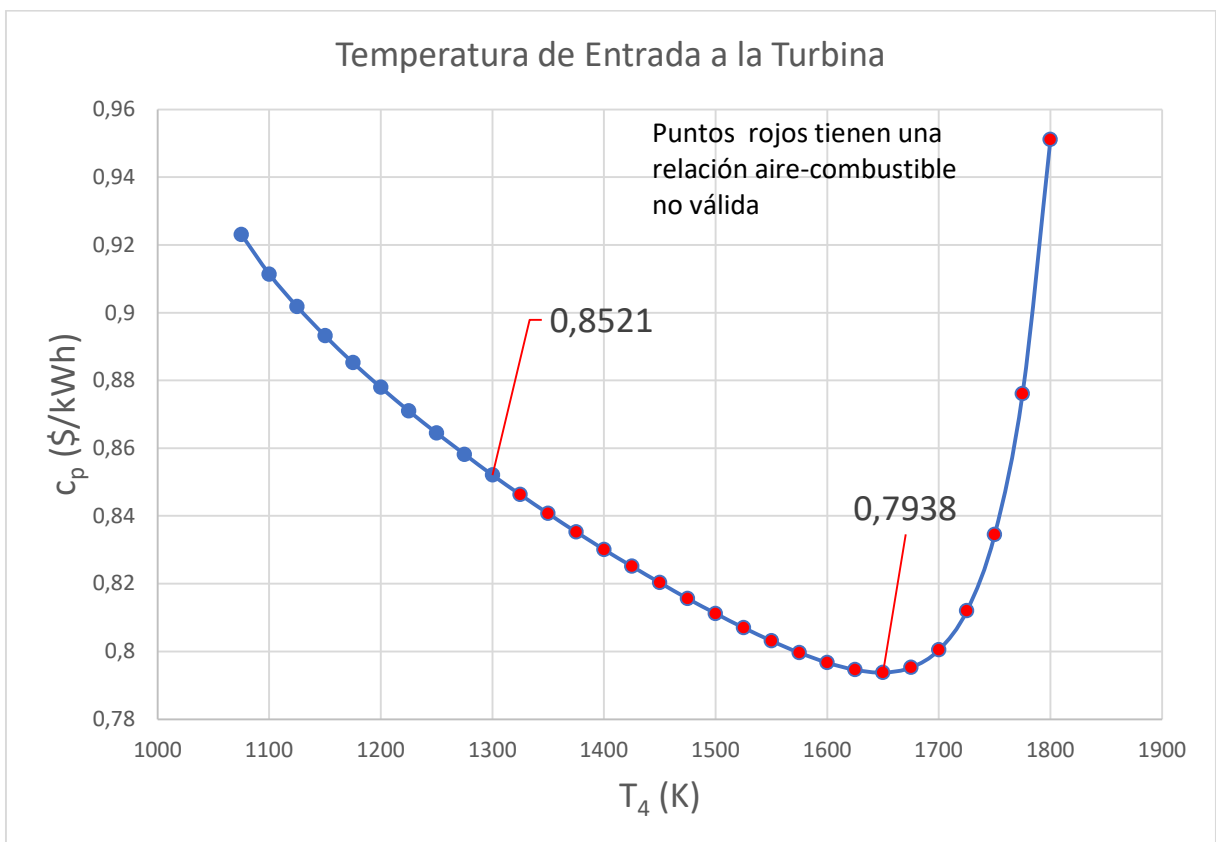


Figura 25: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

11.3.2. Variación de parámetros por parejas

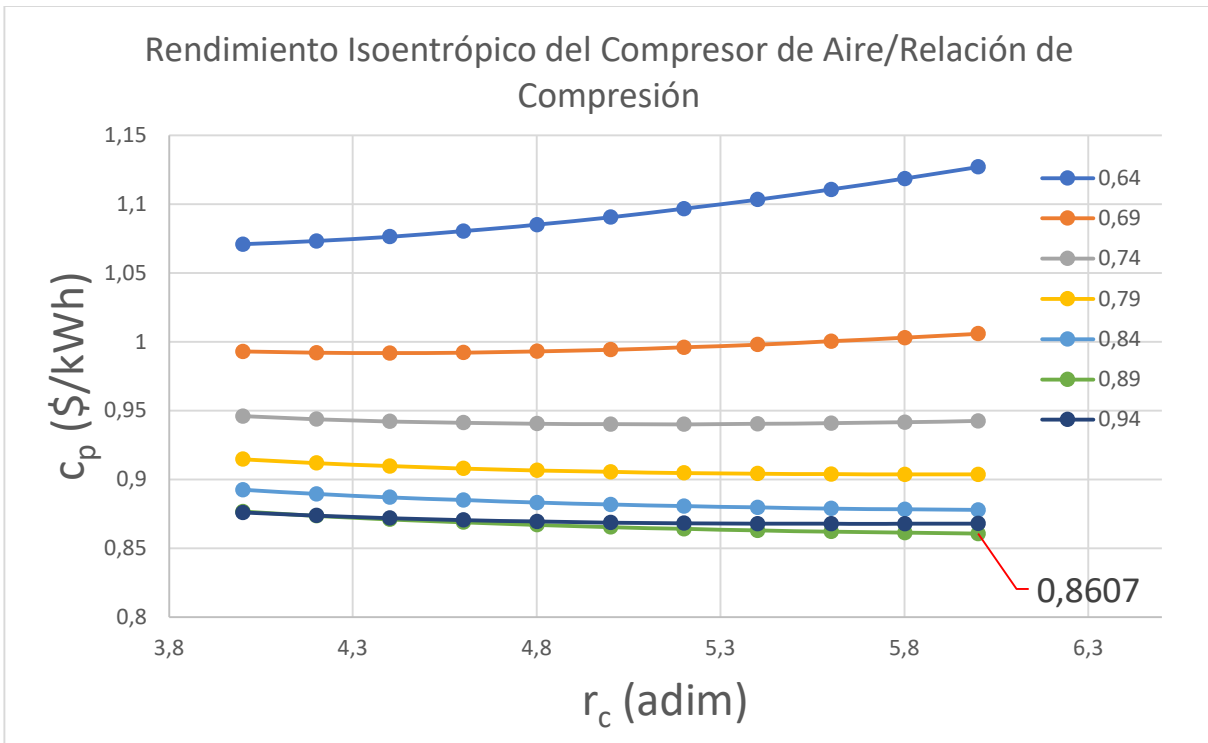


Figura 26: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

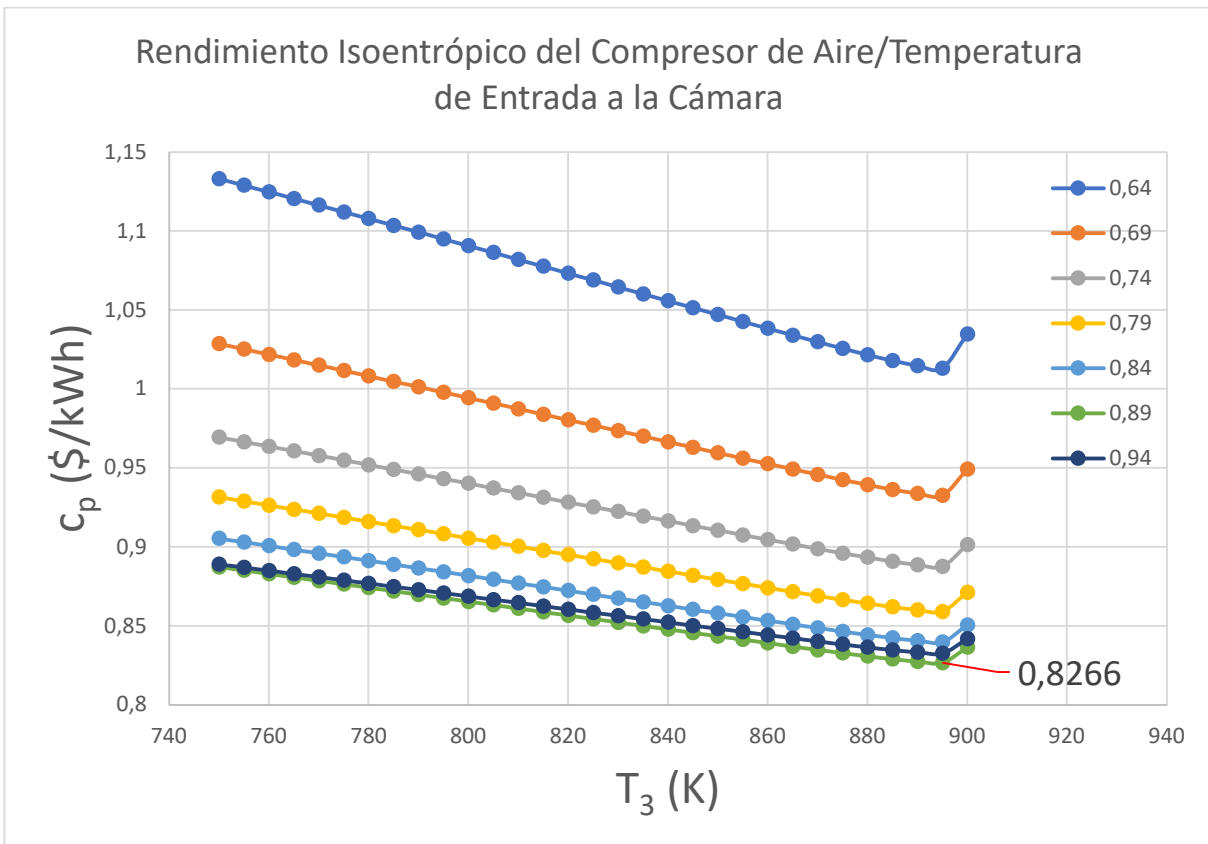


Figura 27: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire y la temperatura de entrada a la cámara en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

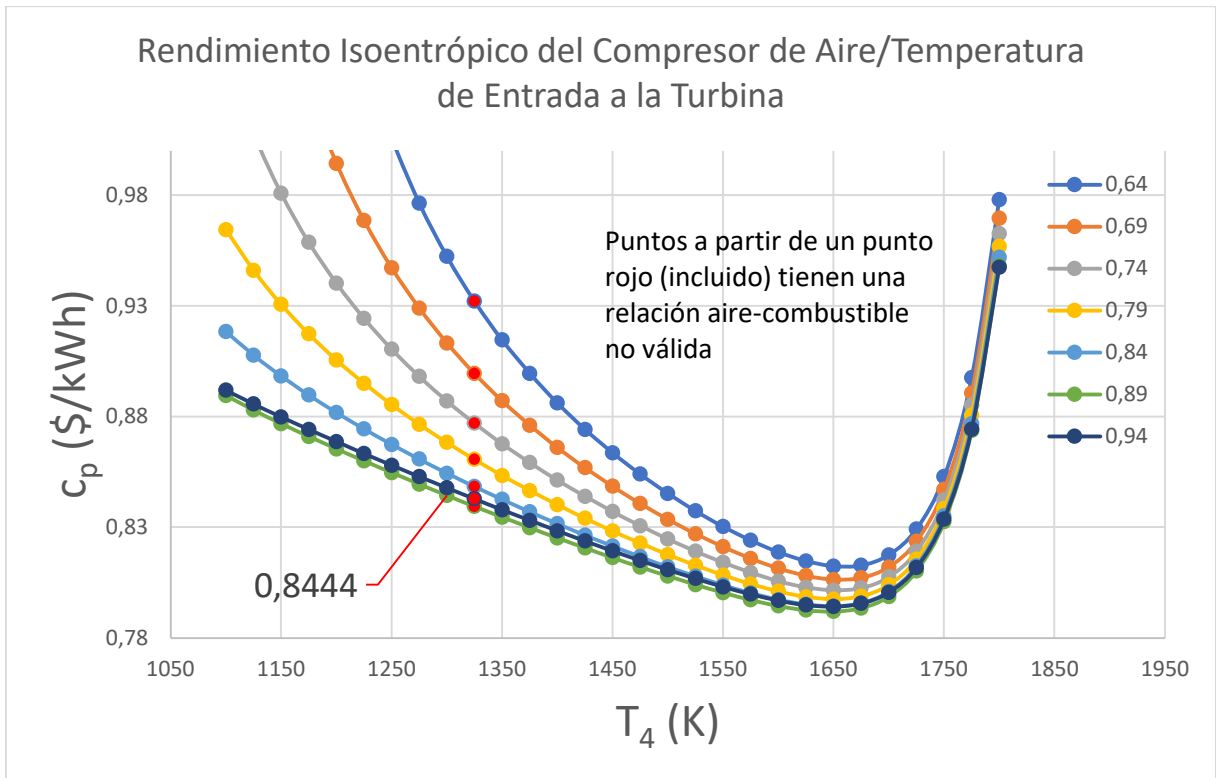


Figura 28: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico del compresor de aire y la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

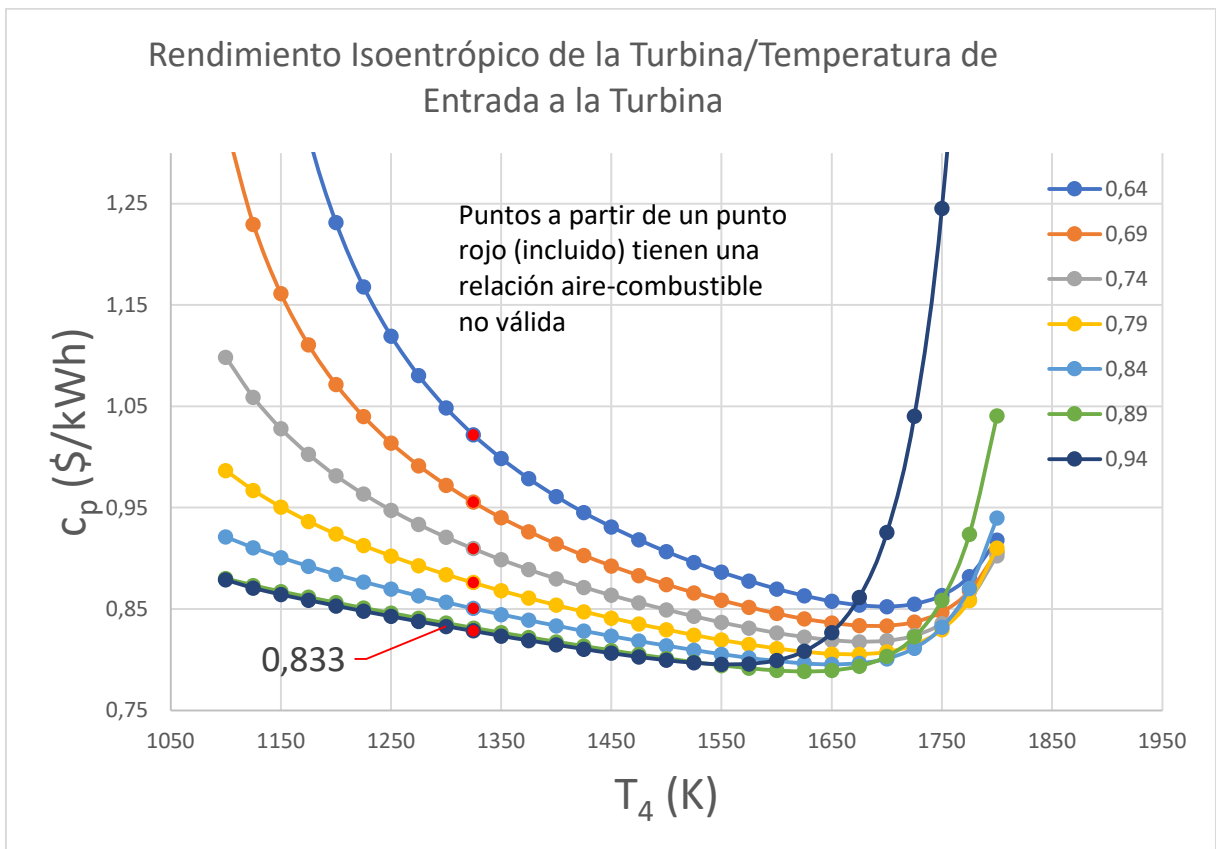


Figura 29: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

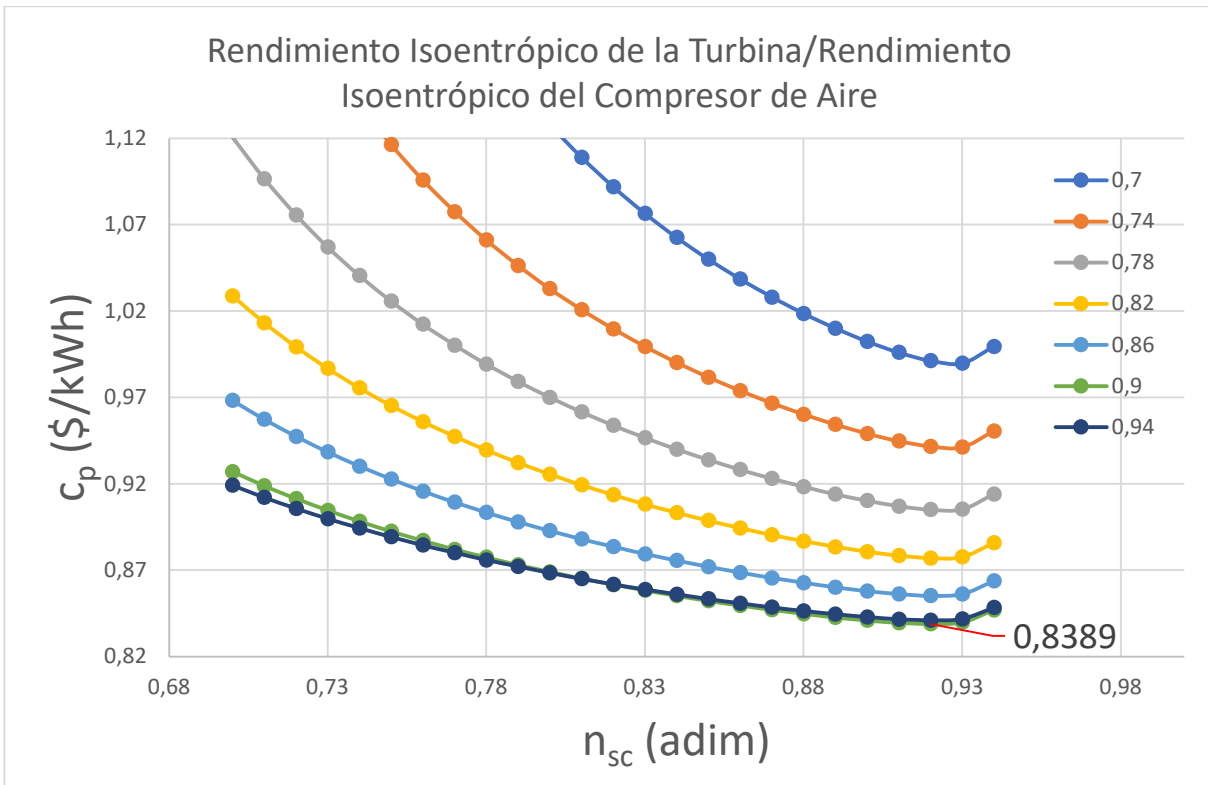


Figura 30: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y el rendimiento isoentrópico del compresor en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

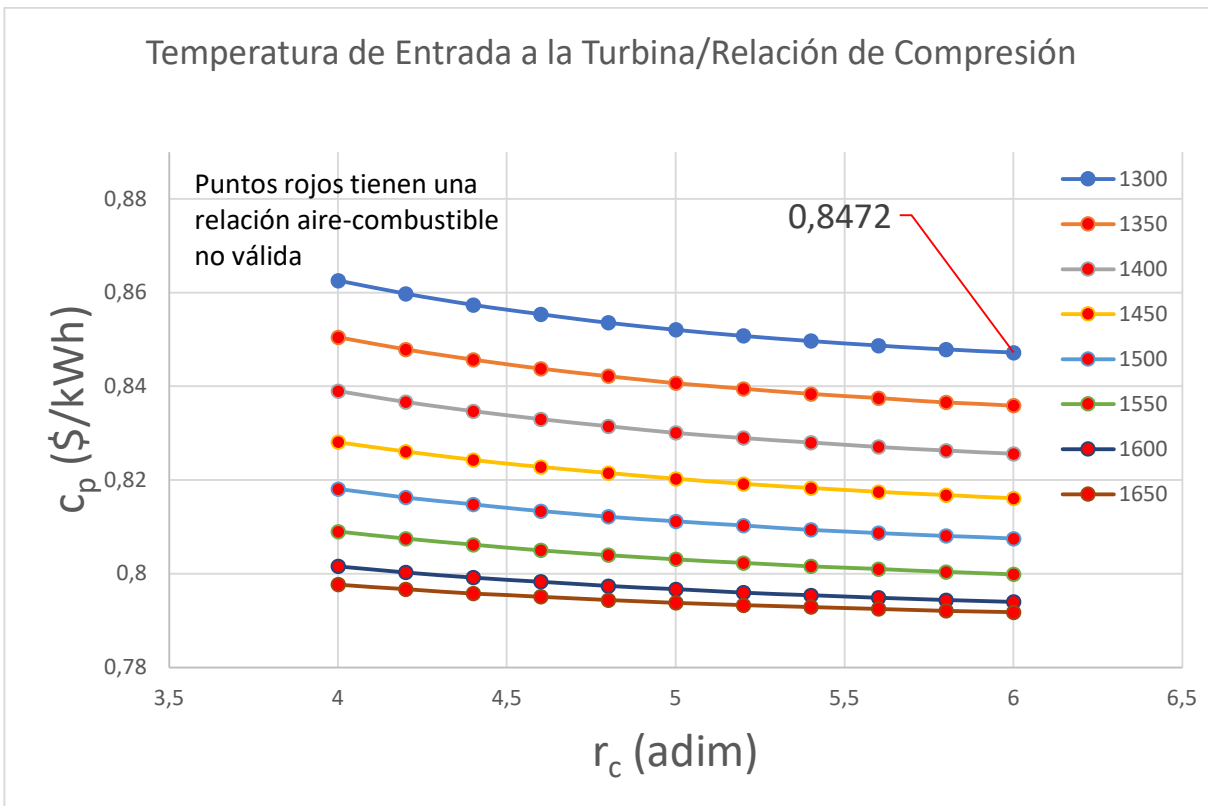


Figura 31: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la turbina y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

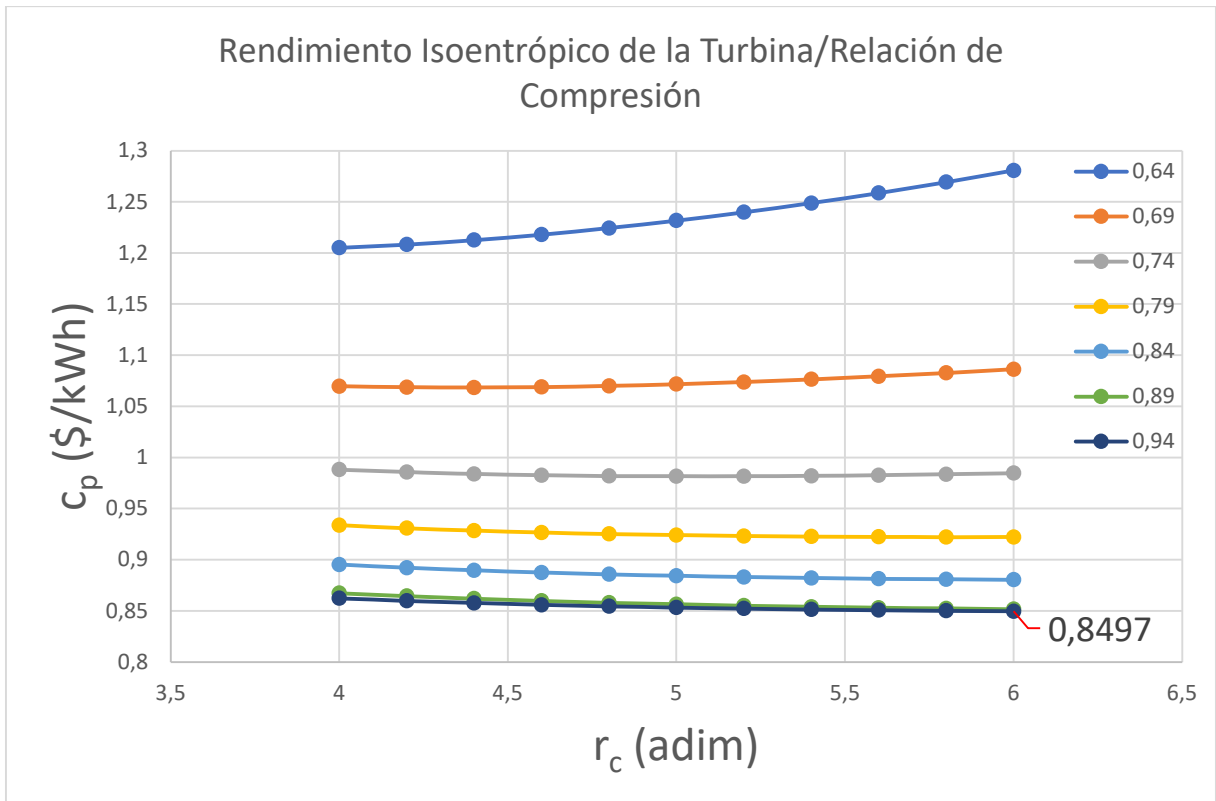


Figura 32: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

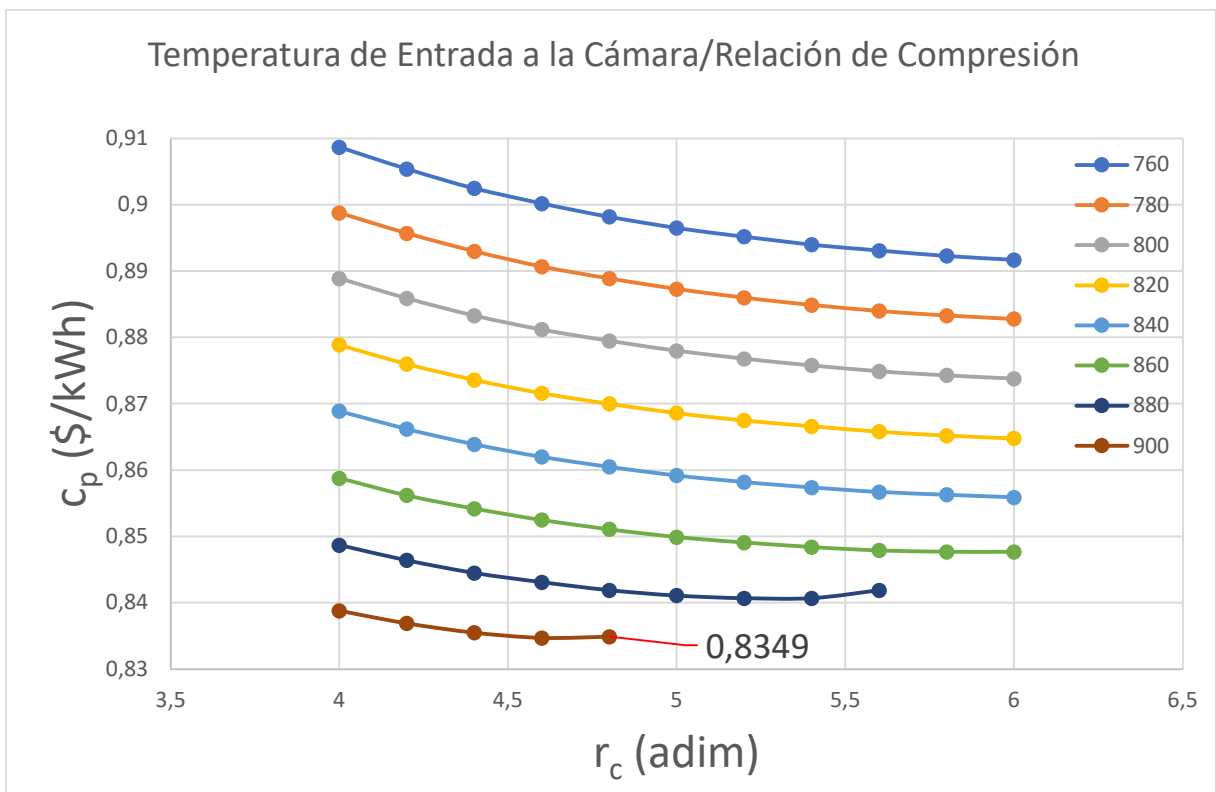


Figura 33: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la cámara y la relación de compresión en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

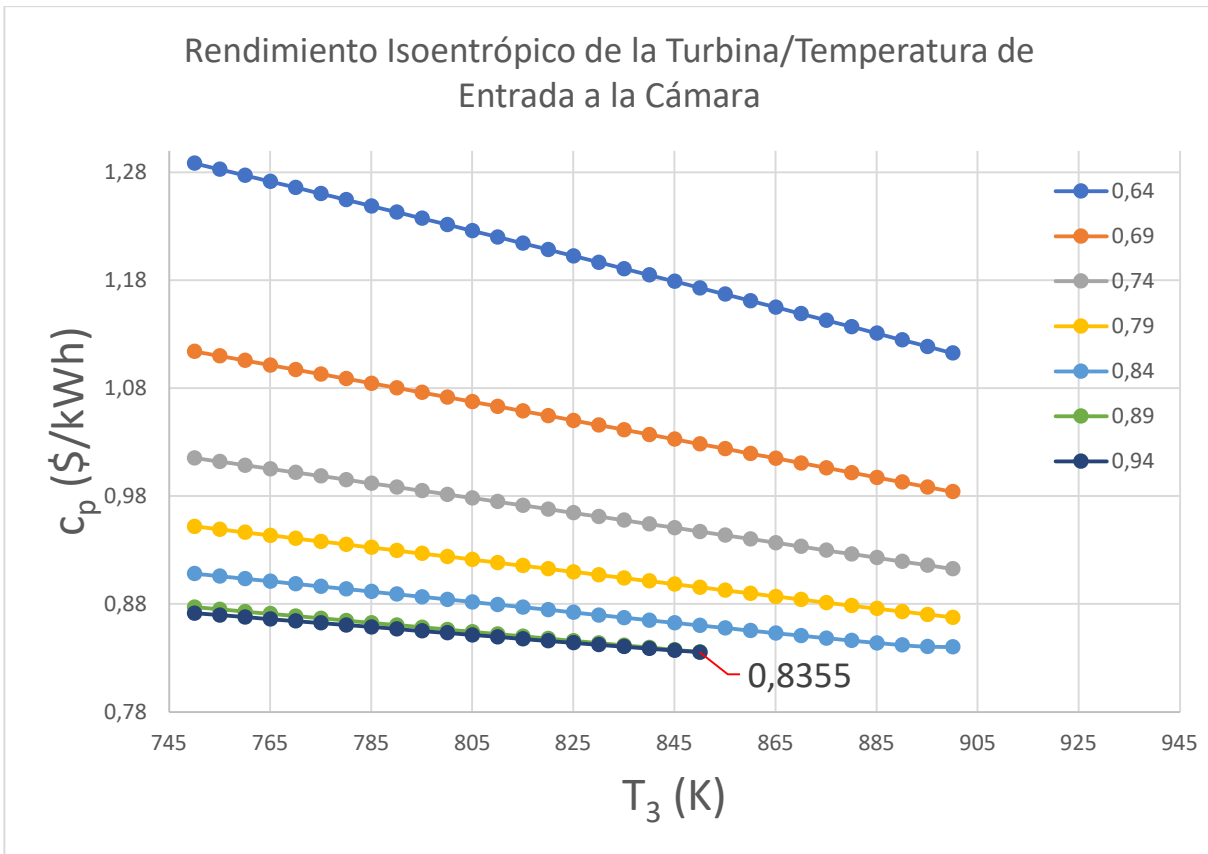


Figura 34: Evolución del coste unitario de los productos respecto al rendimiento isoentrópico de la turbina y la temperatura de entrada a la cámara en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

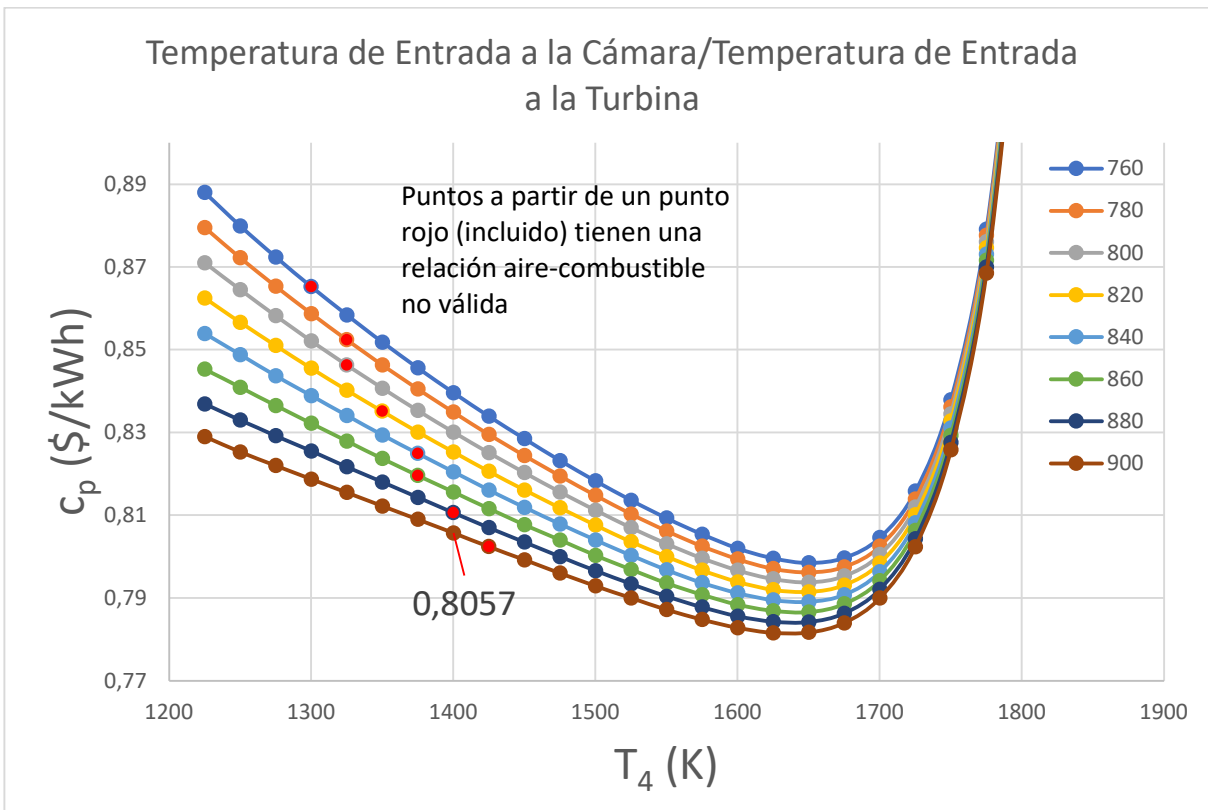


Figura 35: Evolución del coste unitario de los productos respecto a la temperatura de entrada a la cámara y la temperatura de entrada a la turbina en operación diurna de verano. Fuente: Elaboración propia.

12. Discusión de resultados

12.1. Análisis energético

Del análisis energético se concluye que el sistema opera con un rendimiento del 27,62 % sin considerar la recuperación de calor. Si se considera la recuperación de calor en invierno el rendimiento asciende hasta un 51,10 %, mientras que en verano se queda en un 29,69 % a causa de la menor recuperación de calor ocasionada por una menor demanda de ACS.

Si bien estos resultados están en línea con lo que cabría esperar en una microturbina de gas regenerativa con recuperación de calor según las referencias consultadas [4], resulta necesario tener en cuenta que estos rendimientos se encuentran por debajo de lo que el fabricante Capstone indica para el modelo de microturbina que se empleó como referencia para definir el punto de operación nominal de esta instalación. Sin embargo, la diferencia no es demasiado grande si no se considera la recuperación de calor (27,62 % frente a 31 %), aunque si es algo mayor cuando se considera (51,10 % frente a hasta 90 %). No obstante, es necesario tener en cuenta que en este último caso el fabricante está considerando la máxima recuperación de calor que el modelo es capaz de llevar a cabo, la cual es de 300 kW, cerca del doble de la máxima considerada en el sistema de estudio.

También se compara el caudal de gases de escape, el cual es de 1,37 kg/s en el sistema de estudio frente a 1,3 kg/s según la información del fabricante. En base a estos resultados, se puede afirmar que se ha realizado un modelado satisfactorio del equipo comercial C200S del fabricante Capstone.

Otros parámetros que miden el desempeño del sistema son la relación de trabajos, que es del 65,68 %, la relación aire-combustible, que es de 80,51 en términos másicos, valor que se encuentra dentro del rango habitual para turbinas de gas (50 a 120) y la eficiencia del regenerador, que es de un 73,2 %. Lamentablemente, el fabricante Capstone no proporciona información acerca de estos últimos parámetros, por lo que no se puede realizar una comparación.

Por último, respecto al análisis energético, se recuerda que estos resultados son obtenidos para el punto de operación nominal, por lo que se espera que exista un considerable margen de mejora.

12.2. Análisis exergético

De la realización de este análisis se destaca cuáles han sido los principales equipos causantes de la destrucción de exergía en el sistema. En concreto, el equipo con la mayor destrucción de exergía en operación diurna de verano ha sido la cámara de combustión, representando un 50,60 % de la destrucción total del sistema, lo cual es de esperar teniendo en cuenta lo altamente irreversibles que son los procesos de combustión.

A continuación, se encuentran la turbina y el regenerador, con un 16,52 % y 13,94 % respectivamente. En el primer caso la destrucción se debe al rendimiento isoentrópico menor a la unida de la turbina, concretamente del 85 %, mientras que para el regenerador la destrucción se debe a la elevada diferencia de temperatura a la que se lleva a cabo el proceso de transferencia de calor para el precalentamiento del aire.

En operación diurna de invierno la cámara de combustión se mantiene como el equipo con mayor destrucción de exergía, en concreto un 42,67 %. En este caso es el recuperador de calor el que tiene la segunda mayor destrucción de exergía, representando el 16,16 % de la total del sistema, seguida por la turbina con un 13,93 %. La destrucción de exergía en el recuperador ocurre por la misma razón que en el regenerador, siendo la diferencia de temperatura en la transferencia de calor aún mayor en el primer caso. La causa del cambio en los porcentajes respecto a la operación en verano es el aumento del consumo de ACS del hotel, lo que permite al sistema recuperar una mayor potencia térmica, la cual a su vez supone una mayor destrucción de exergía en el proceso.

En cuanto a la operación nocturna, la cámara supone un 51,91 %, seguida por la turbina, con un 16,95 %, y el regenerador, con un 14,3 %, siendo este el estado con lo mayores valores porcentuales debido a la operación del sistema sin recuperación de calor. En general, las destrucciones de exergía asociadas al compresor, a la turbina y al regenerador son elevadas, lo que hace que la cámara solo suponga alrededor del 50 % de la destrucción total en todos los estados de operación, cuando lo que cabría esperar en un sistema con un buen funcionamiento es un valor alrededor del 60 %, no porque la destrucción en la cámara sea mayor, sino porque el resto de los equipos destruyen considerablemente menos exergía.

Por último, se concluye que la destrucción de exergía producida por el sistema de compresión es mínima, pues la microturbina al completo representa el 94,3 %, 93,55 % y 94,16% de la destrucción de exergía total del sistema en los estados diurnos de invierno y verano y en el estado nocturno respectivamente, principalmente a causa de la diferencia en magnitud de las potencias con las que trabaja la microturbina respecto al sistema de compresión, pero también por la naturaleza de los procesos que ocurren en uno y otro equipo.

12.3. Análisis termoeconómico

12.3.1. Variación individual de parámetros

En este primer estudio, lo primero que llama la atención es como las presiones del sistema de compresión, evaporador y condensador, no tienen ningún efecto en el coste exergoeconómico total de los productos (Figuras 21 y 22), dando en todos los puntos de estudio el mismo resultado que se obtiene en el punto de operación nominal, 87,8 c\$/kWh. Esto se debe por un lado a que no se han considerado coste de adquisición de equipos para el sistema de compresión, ya que el hotel ya cuenta con dos sistemas de compresión de características que se han asumido similares. Además, la variación en el valor de estas presiones debería afectar a la potencia que consume el compresor de refrigerante, lo cual si se espera que afecte al coste de los productos. Sin embargo, por la forma en que está planteado el código de resolución del problema lo que ocurre es que se modifica el caudal de refrigerante, de manera que la potencia del compresor permanece constante.

En cuanto a los rendimientos isoentrópicos de compresor y turbina, el comportamiento de las curvas es el esperado (Figuras 19 y 20), teniendo costes elevados para bajos rendimiento debido a la ineficiencia con la que opera el sistema, alcanzando un mínimo en torno al 92 % y volviendo a crecer a partir de este punto, pues para rendimiento muy elevados el coste de adquisición del equipo aumenta considerablemente, repercutiendo en el coste total de los productos. Este comportamiento se puede corroborar con las ecuaciones de adquisición de estos equipos, las cuales se pueden consultar en el documento Anexo: Cálculos.

En lo que se refiere a la relación de compresión, el coste de los productos se reduce conforme esta aumenta (Figura 23), pues el aire que sale del compresor sale a una menor temperatura, reduciendo el tamaño del regenerador necesario para alcanzar la temperatura de entrada a cámara deseada. Si bien se esperaría que para un determinado valor de relación de compresión

elevado el coste empezase a aumentar debido al aumento del coste de adquisición del equipo, en este caso solo se ha estudiado este parámetro hasta un valor de 6, debido a que este parámetro está restringido en microturbina a causa del aumento de tamaño del equipo que una elevada relación de compresión supone. No obstante, lo que sí se puede apreciar es como la velocidad a la que se reduce el coste desciende conforme aumenta la relación de compresión.

Respecto a las temperaturas de entrada a cámara y turbina (Figuras 24 y 25), en el primer caso el comportamiento es parecido al de los rendimientos, pues los costes son elevados para temperaturas de entrada a turbina bajas, debido a que se necesita una mayor cantidad de combustible para alcanzar la temperatura de entrada a turbina deseada, se reduce hasta alcanzar un mínimo y empieza a crecer debido a que el tamaño del regenerador necesario para obtener una temperatura tan alta afecta notablemente al coste de los productos.

En el caso de la temperatura de entrada a turbina la tendencia es parecida, temperaturas muy bajas suponen emplear mayores caudales para producir una determinada potencia, lo que aumenta el coste, y a partir de un determinado valor, el mínimo, aumentar la temperatura supone aumentar considerablemente el coste de la turbina a causa de las temperaturas que deben soportar los álabes. Además, en el caso de la temperatura de entrada a turbina existe un punto a partir del cual la relación aire-combustible obtenida no está dentro del rango de valores aceptables, pues para obtener temperatura tan elevadas es necesario aportar una mayor cantidad de combustible, lo que reduce esta relación. De esta manera, si bien como es sabido mayores temperaturas de entrada a turbina mejoran el desempeño de estos equipos y reducen el coste de los productos, el diseño se ve limitado por razones técnicas tanto de fabricación como de operación.

12.3.2. Variación de parámetros por parejas

Tras realizar este análisis, se comprueba que los comportamientos estudiados de forma individual también se ven reflejados en el estudio por parejas. Por tanto, se concluye que el menor coste se obtiene al actuar sobre las temperaturas de entrada a cámara y turbina, en concreto para valores de 900 K y 1400 K respectivamente. Esto es lo que cabría esperar, teniendo en cuenta que la cámara de combustión es el equipo que más exergía destruye, por lo que actuando sobre este se obtiene la mayor reducción. Merece la pena destacar que este

resultado se obtiene incluso teniendo una gran parte de los puntos de operación estudiados restringidos por el rango de valores aceptable para la relación aire-combustible.

Por tanto, se concluye a raíz de estos estudios que el punto de operación que menor coste exergoeconómico de los productos genera se consigue modificando la temperatura de entrada a la cámara a 900 K, la temperatura de entrada a la turbina a 1400 K, el rendimiento isoentrópico del compresor al 92 % y el rendimiento isoentrópico de la turbina al 93 %.

13. Conclusiones

En definitiva, actuando sobre la cámara de combustión, la turbina y el compresor se ha conseguido reducir el coste exergoeconómico de producto total desde una media anual de 88,7 c\$/kWh, considerando los estados diurnos de verano (87,8 c\$/kWh) e invierno (81,6 c\$/kWh) y nocturno (94,2 c\$/kWh), hasta una media anual de 79,6 c\$/kWh, considerando también los estados diurnos de verano (78,5 c\$/kWh) e invierno (73,1 c\$/kWh) y nocturno (84,9 c\$/kWh), lo cual supone una reducción de aproximadamente el 10 %.

Analizando los resultados para cada estado y las medias anuales resultantes, se puede observar como la operación nocturna del sistema tiene un importante efecto negativo sobre el coste final medio de los productos, pues este es el estado en el que más tiempo está el sistema, ya que es constante a lo largo del año, y el que mayor coste tiene, debido a que no se está recuperando el calor que aún conservan los gases de escape de la microturbina.

Para solucionar este problema, sería interesante considerar la implementación de un sistema de desalinización por calor que operase únicamente por la noche. De esta manera, se aprovecharía el calor residual de los gases de escape de la microturbina tanto por el día como por la noche, además de que se reducirían los gastos de agua de red del hotel, con lo que se conseguiría reducir aún más el coste exergoeconómico unitario de los productos del sistema.

En el punto de operación final, el sistema tiene un rendimiento térmico del 33,6 % sin considerar la recuperación de calor, mayor que el máximo que el fabricante Capstone indica para el modelo de microturbina en el que se ha basado el sistema (31 %), una relación de trabajos del 231 % y una relación aire-combustible de 60,26, la cual está dentro del rango de valores considerado como aceptable. Si se considera la recuperación de calor, el rendimiento asciende hasta 36,15 % en verano y 62,2 % en invierno. También se mejora la eficiencia del regenerador, la cual asciende hasta un 84,8 %.

En cuanto a la destrucción de exergía total del sistema, se consigue reducir de 283,56 a kW a 159,32 kW por el día en verano, 323,94 kW a 187,12 kW por el día en invierno y de 276,63 kW a 154,22 kW por la noche, lo que supone unas reducciones del 46,8 %, 42,2 % y 44,3 % respectivamente. Además, la nueva distribución porcentual de la destrucción entre equipos sitúa

a la cámara alrededor del 60 %, consecuencia de la importante reducción de la destrucción del compresor de aire y de la turbina.

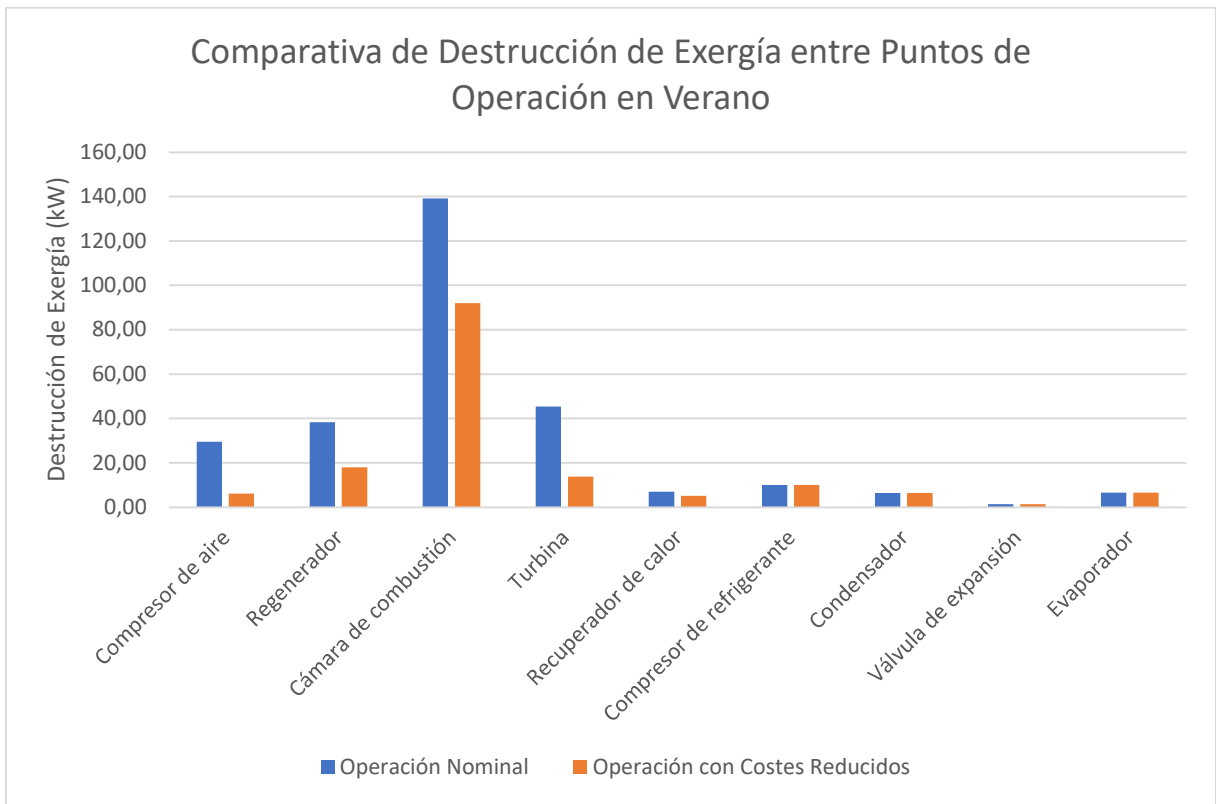


Figura 36: Comparativa de destrucción de exergía entre puntos de operación en verano. Fuente: Elaboración propia.

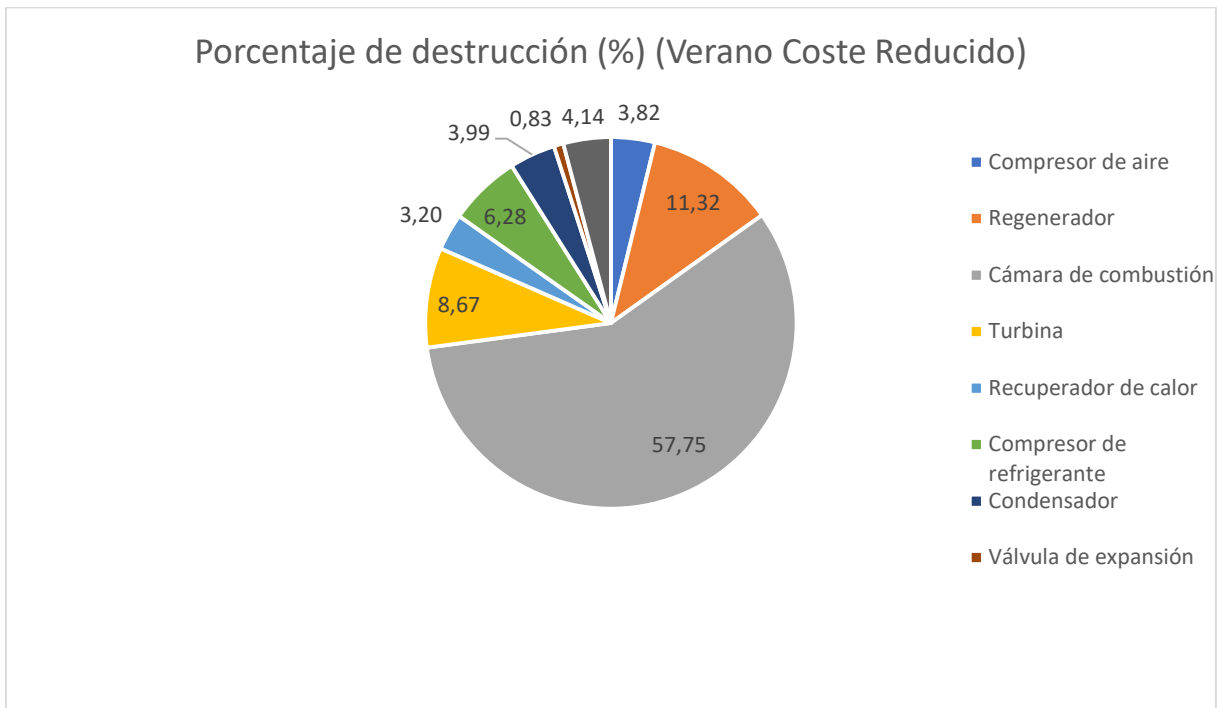


Figura 37: Distribución porcentual de la destrucción de exergía en operación con coste reducido en verano. Fuente: Elaboración propia.

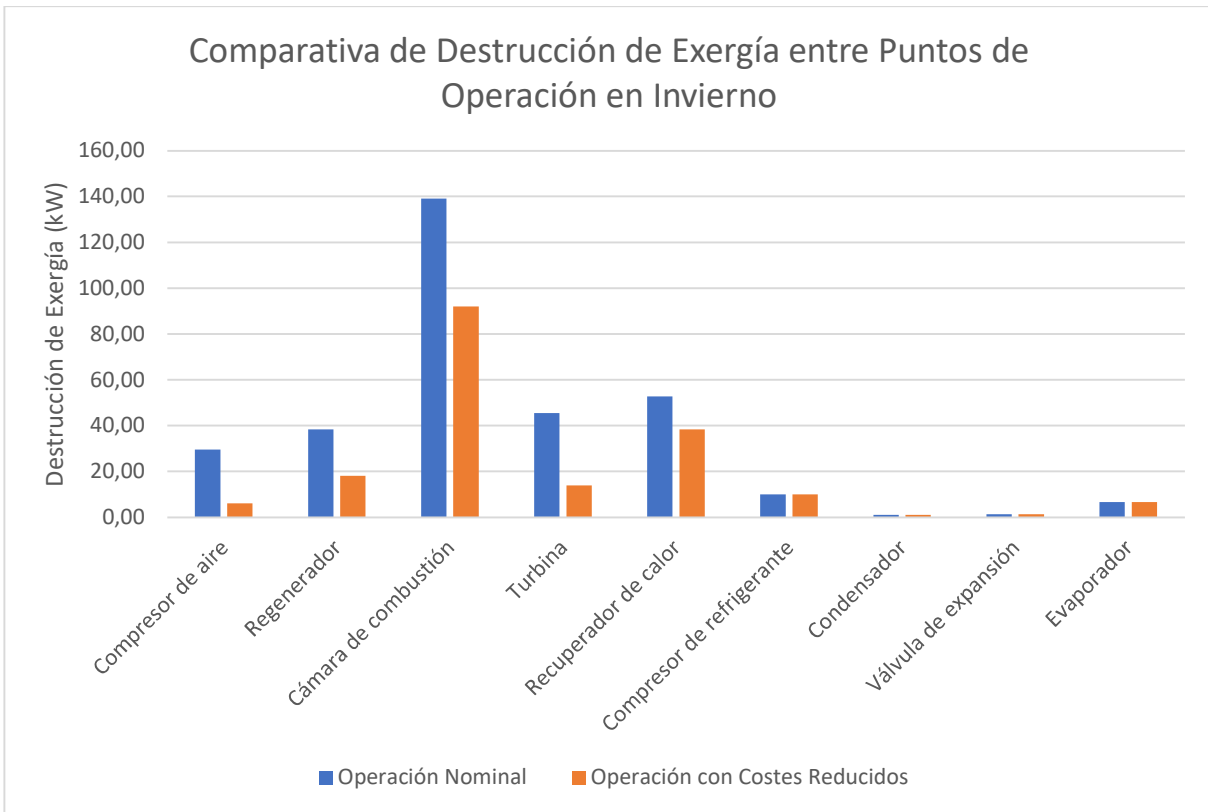


Figura 38: Comparativa de destrucción de exergía entre puntos de operación en invierno. Fuente: Elaboración propia.

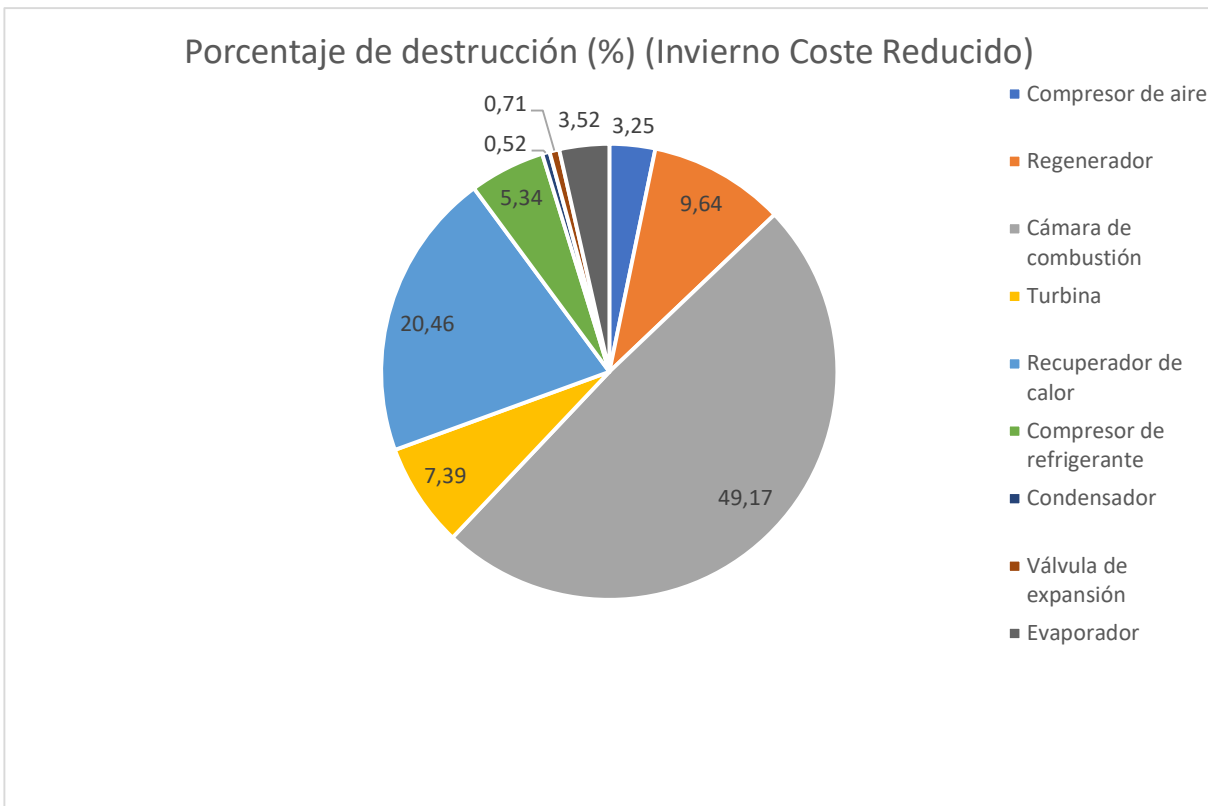


Figura 39: Distribución porcentual de la destrucción de exergía en operación con coste reducido en invierno. Fuente: Elaboración propia.

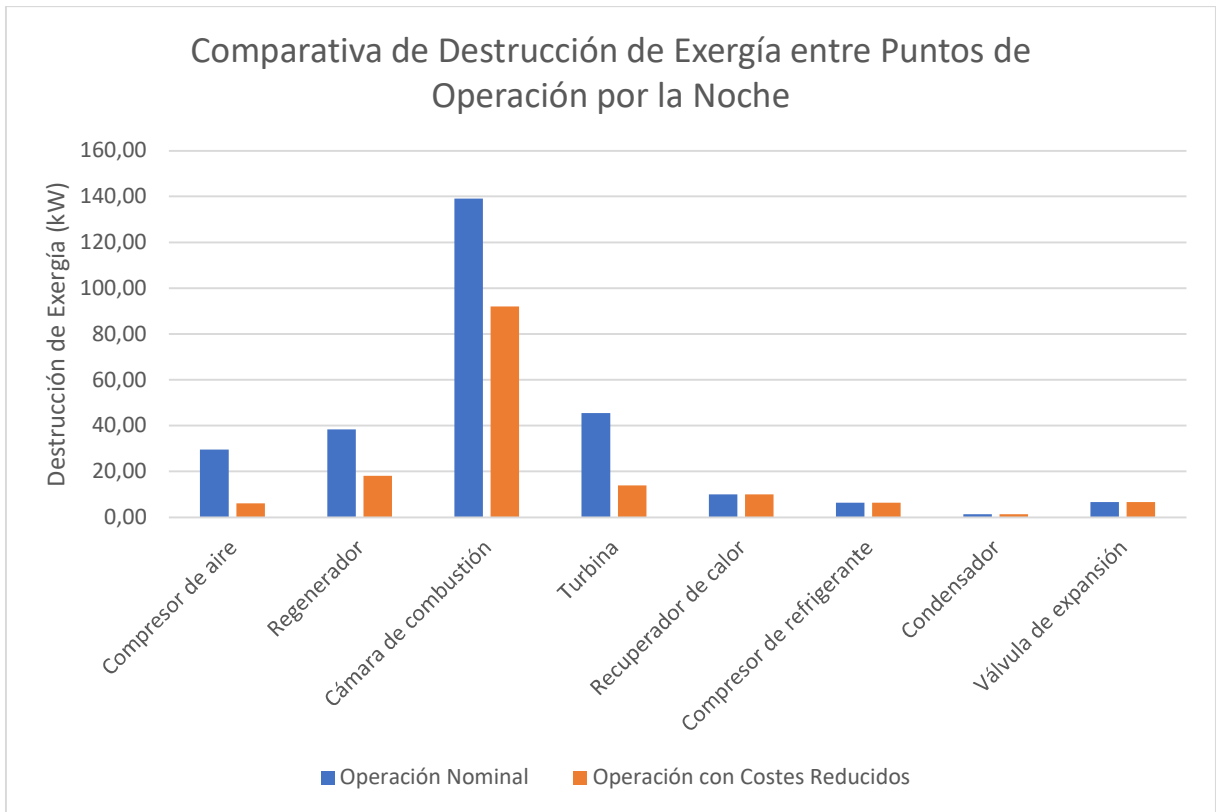


Figura 40: Comparativa de destrucción de exergía entre puntos de operación por la noche. Fuente: Elaboración propia.

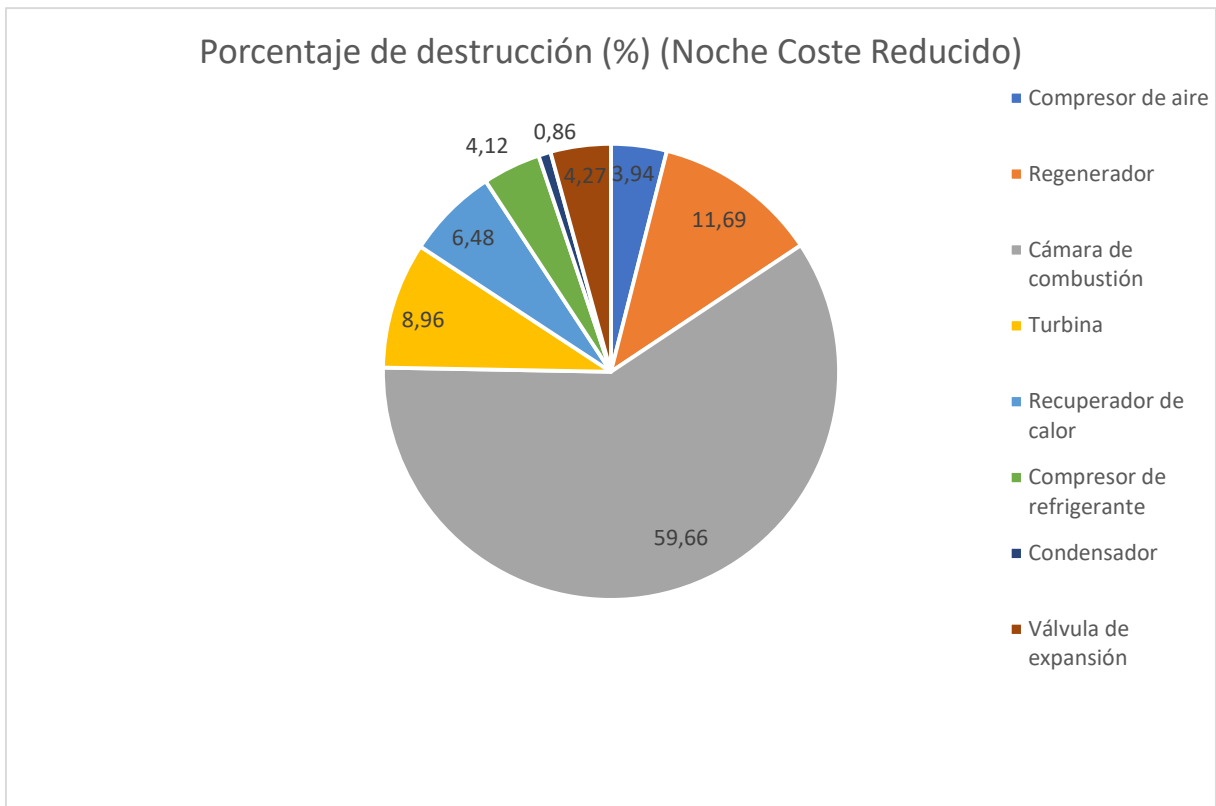


Figura 41: Distribución porcentual de la destrucción de exergía en operación con coste reducido por la noche. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se concluye que se ha conseguido diseñar un sistema de cogeneración capaz de satisfacer por completo las necesidades de climatización y ACS, siendo también capaz de satisfacer la demanda en la hora pico de esta última, a la vez que reduce la factura eléctrica del hotel, pudiendo suministrar alrededor del 50 % de la demanda eléctrica total del edificio y se ha alcanzado una considerable reducción del coste de los productos del sistema a través del ajuste de sus parámetros de operación, suponiendo esta un ahorro total anual de 139648 \$/año por módulo. Además, se ha comprobado que los sistemas de compresión cumplen con las condiciones necesarias para ser consideradas como fuente renovable en cuanto a la producción de ACS, pudiendo contabilizar de cara a cumplir con el requisito de aporte mínimo solar de ACS.

14. Conclusions

In short, by acting on the combustion chamber, the turbine and the compressor, it has been possible to reduce the exergoeconomic cost of the total product from an annual average of 88,7 c\$/kWh, considering the daytime conditions of summer (87,8 c\$/kWh) and winter (81,6 c\$/kWh) and night (94,2 c\$/kWh), down to an annual average of 79,6 c\$/kWh, also considering the daytime states of summer (78,5 c\$/kWh) and winter (73,1 c\$/kWh) and night (84,9 c\$/kWh), which represents a reduction of approximately 10%.

Analyzing the results for each state and the resulting annual averages, it can be seen how the night-time operation of the system has a significant negative effect on the average final cost of the products, since this is the state in which the system operates the most, because is constant throughout the year, and the one that has the highest cost, because the heat still retained by the exhaust gases from the microturbine is not being recovered.

To solve this problem, it would be interesting to consider the implementation of a heat desalination system that operates only at night. In this way, the residual heat from the exhaust gases of the microturbine would be used both during the day and at night, in addition to reducing the hotel's water costs, thereby reducing the cost even more.

At the final operating point, the system has a thermal efficiency of 33,6 % without considering heat recovery, higher than the maximum that the manufacturer Capstone indicates for the microturbine model on which the system has been based (31 %), a power ratio of 231 % and an air-fuel ratio of 60,26, which is within the range of values considered acceptable. If heat recovery is considered, the yield rises to 36,15% in summer and 62,2% in winter. The regenerator efficiency is also improved, which rises to 84,8%.

Regarding the destruction of total exergy of the system, it is possible to reduce from 283,56 kW to 159,32 kW in summer, 323,94 kW to 187,12 kW in winter and from 276.63 kW to 154.22 kW at night, which represents reductions of 46,8%, 42,2% and 44,3% respectively. In addition, the new percentage distribution of destruction between equipment places the chamber around 60 %, a consequence of the significant reduction in destruction of the air compressor and the turbine.

Finally, it is concluded that it has been possible to design a cogeneration system capable of fully satisfying the needs of air conditioning and DHW, being also capable of meeting the demand at peak hour of the latter, while reducing the hotel's electricity bill, being able to supply around 50 % of the total electrical demand of the building and a considerable reduction in the cost of the system's products has been achieved through the adjustment of its operating parameters, assuming a total annual saving of 139648 \$/year per module. In addition, it has been verified that the compression systems meet the necessary conditions to be considered as a renewable source in terms of DHW production, being able to count towards meeting the requirement of minimum DHW solar contribution.

15. Bibliografía

- [1] *Guía técnica de agua caliente sanitaria*, Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, 2010.
- [2] I. Arnabat. (2020, 10 de mayo). Tablas de consumo en las instalaciones de agua caliente sanitaria [Online]. Disponible: [Tablas de consumo en las instalaciones de agua caliente sanitaria - caloryfrio.com](http://caloryfrio.com)
- [3] International Energy Agency [Online]. Disponible: [IEA – International Energy Agency](http://www.iea.org)
- [4] M. J. Moran, y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Cuarta edición. USA: Reverté, 2004.
- [5] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. Moran, *Thermal design and optimization*. Primera edición. Canada: Wiley-Interscience, 1996.
- [6] Catálogo No. 460045 Rev D (July 2009), Model C200 – Capstone Microturbine, Capstone Turbine Corporation, Chatsworth.
- [7] Capstone Green Energy [Online]. Disponible: [Capstone Green Energy Corporation \(CGRN\)](http://www.capstoneenergy.com)
- [8] GF Hoteles [Online]. Disponible: [GF GRAN COSTA ADEJE ***** Tenerife Sur | Web Oficial \(gfhotels.com\)](http://www.gfhotels.com)
- [9] Alfa Laval [Online]. Disponible: [Alfa Laval - Spain](http://www.alfalaval.com)
- [10] J. Fernández Luzuriaga, “Simulación dinámica y aplicación de la termoeconomía en un edificio del sector terciario”, Trabajo Fin de Máster, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, UPV, 2016.
- [11] *Código técnico de la edificación*, Documento Básico HE, 2019.



**Escuela Superior
de Ingeniería y Tecnología**
Universidad de La Laguna

ANEXO: CÁLCULOS

Trabajo Fin de Máster

Diseño y Análisis Termoeconómico de un
Sistema de Poligeneración de Aplicación
en el Sector Turístico Canario

Autor: Jorge Luis Romero Romero

Tutor: Vicente José Romero Ternero

Índice de Contenidos

1. Introducción	5
2. Análisis energético	6
2.1. Hipótesis de trabajo	6
2.2. Determinación de propiedades termodinámicas de flujo	7
2.3. Análisis de la cámara de combustión	11
2.4. Análisis del conjunto compresor-turbina	14
2.5. Análisis del regenerador	18
2.6. Análisis del sistema de compresión	18
2.7. Parámetros de desempeño	23
3. Análisis exergético	25
3.1. Exergías de flujo	25
3.2. Destrucción de exergía	29
4. Análisis termoeconómico	35
2.1. Definición FPL	35
2.2. Balance Fuel-Producto	35
2.3. Cálculo de costes fijos	40
4.4. Relaciones auxiliares	44
4.5. Cálculo del coste exergoeconómico unitario de los productos	45
5. Comprobación de suministro de demanda pico de ACS	46
6. Comprobación de consideración de sistema de compresión como renovable	48
7. Bibliografía	51

Índice de Figuras

Figura 1: Gráfica para la obtención de la entalpía específica del dióxido de carbono como una función de la temperatura. Fuente: Elaboración propia.....	8
Figura 2: Gráfica para la obtención de la entropía específica del agua en estado de líquido saturado como función de la temperatura. Fuente: Elaboración propia.....	8
Figura 3: Gráfica para la obtención de la entalpía específica del refrigerante en estado de vapor saturado como función de la temperatura. Fuente: Elaboración propia.	9
Figura 4: Gráfica para la obtención de la entalpía del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a una presión de 3,4 bar. Fuente: Elaboración propia.	9
Figura 5: Volumen de control para el balance de energía en la cámara de combustión. Fuente: Elaboración propia.....	14
Figura 6: Volumen de control para el balance de energía en el conjunto compresor-turbina. Fuente: Elaboración propia.....	15
Figura 7: Volumen de control para el balance de energía en el compresor. Fuente: Elaboración propia.	17
Figura 8: Volumen de control para el balance de energía en el regenerador. Fuente: Elaboración propia.....	18
Figura 9: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de refrigerante del evaporador. Fuente: Elaboración propia.....	21
Figura 10: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de refrigerante del condensador. Fuente: Elaboración propia.	21
Figura 11: Volumen de control para el balance de energía en el condensador completo. Fuente: Elaboración propia.....	22
Figura 12: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de gas del recuperador de calor. Fuente: Elaboración propia.....	22
Figura 13: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.....	23
Figura 14: Volumen de control para el balance de exergía en el compresor. Fuente: Elaboración propia.....	29
Figura 15: Volumen de control para el balance de exergía en el regenerador. Fuente: Elaboración propia.....	30
Figura 16: Volumen de control para el balance de exergía en la cámara de combustión. Fuente: Elaboración propia.....	30
Figura 17: Volumen de control para el balance de exergía en la turbina. Fuente: Elaboración propia.	31
Figura 18: Volumen de control para el balance de exergía en el compresor de refrigerante. Fuente: Elaboración propia.....	32
Figura 19: Volumen de control para el balance de exergía en el condensador. Fuente: Elaboración propia.....	32
Figura 20: Volumen de control para el balance de exergía en la válvula de expansión. Fuente: Elaboración propia.....	33

Figura 21: Volumen de control para el balance de exergía en el evaporador. Fuente: Elaboración propia..... 34

Figura 22: Volumen de control para el balance de exergía en el recuperador de calor. Fuente: Elaboración propia. 34

1. Introducción

En el presente documento se recogen los procedimientos y ecuaciones empleados para obtener los resultados presentados en el documento Memoria, tanto para los tres análisis principales realizados como para otras comprobaciones que se han tenido en cuenta, como son la comprobación de que la instalación puede abastecer al hotel de Agua Caliente Sanitaria (ACS) en la hora pico de demanda o de que los sistemas de compresión empleados cumplen las condiciones necesarias para ser considerados como renovables de cara a contabilizar su aportación en la aportación mínima solar de ACS.

2. Análisis energético

Como se indica en el documento Memoria, el objetivo de este análisis es determinar las propiedades termodinámicas de todos los flujos que intervienen en el sistema, de manera que se tengan estos estados completamente definidos, pero también para poder calcular algunos de los parámetros que miden el desempeño de estos sistemas. En los siguientes apartados se detalla el procedimiento seguido para la realización de este estudio.

2.1. Hipótesis de trabajo

Tanto para este análisis como para los siguientes, las hipótesis de trabajo de las que se parte son las siguientes:

- El sistema opera en condición de régimen estacionario.
- Las condiciones del ambiente de referencia son 25 °C y 1 atm.
- Tanto aire como gases producto de la combustión son considerados como mezclas de gases ideales.
- No existen variaciones de energía cinética y potencial en el sistema.
- Los equipos funcionan de forma adiabática.
- La reacción de combustión en la cámara es completa, por lo que no existe monóxido de carbono ni hidrocarburos en los gases producto de la combustión.
- El nitrógeno en el aire actúa como gas inerte, es decir, no se producen óxidos de nitrógeno.
- No existen pérdidas de carga en el sistema de compresión.
- El aire está compuesto por 20,59 % de oxígeno, 77,48 % de nitrógeno, 0,03 % de dióxido de carbono y 1,9 % de agua.

2.2. Determinación de propiedades termodinámicas de flujo

La obtención de las principales propiedades termodinámicas de los flujos que intervienen en el sistema, en concreto entalpías, entropías y presiones, estas últimas solo para los estados saturados en el sistema de compresión, provienen de las tablas que se encuentran en las referencias [1] y [6].

Sin embargo, puesto que en este caso se desea resolver el sistema de tal manera que todos los parámetros del mismo varíen de forma automática al cambiar ciertos valores de partida, puesto que la resolución a mano de los cálculos ha de ser trasladada al software Octave para generar los resultados gráficos que se presentan en el documento Memoria, empleando el programa Excel se han generado ecuaciones basadas en estas tablas que proporcionan resultados con un error inferior al 2 % en todos los casos.

En concreto, estas ecuaciones dependen de la temperatura para todos los elementos considerados como gases ideales (oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono, vapor de agua), pero también para los estados saturados del refrigerante R-134a en el sistema de compresión. En el caso de los estados de líquido subenfriado, tanto del agua como del refrigerante, se han aproximado por el estado de líquido saturado a la misma temperatura, mientras que para el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado ha sido necesario generar una ecuación para cada presión considerada de estudio.

A continuación, se adjuntan algunos ejemplos de las gráficas generadas en cada caso a partir de las tablas, con las que se obtienen las ecuaciones buscadas.

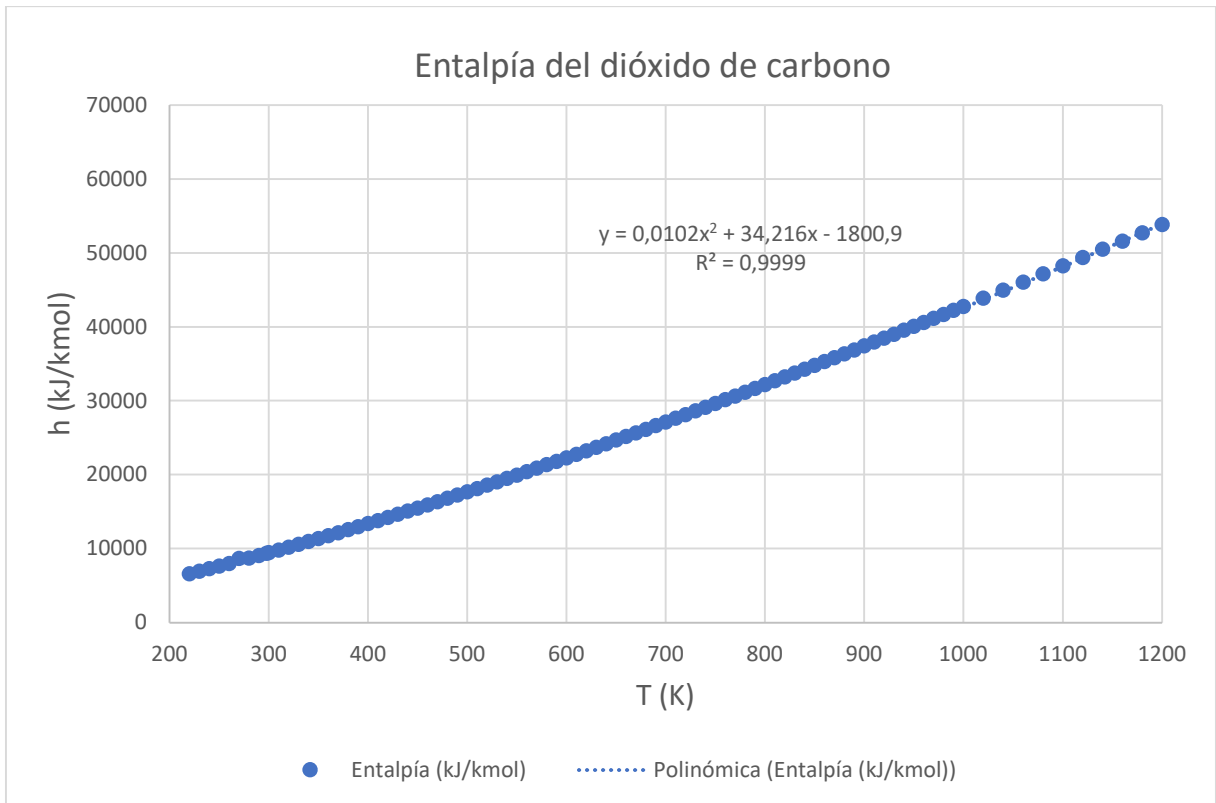


Figura 1: Gráfica para la obtención de la entalpía específica del dióxido de carbono como una función de la temperatura. Fuente: Elaboración propia.

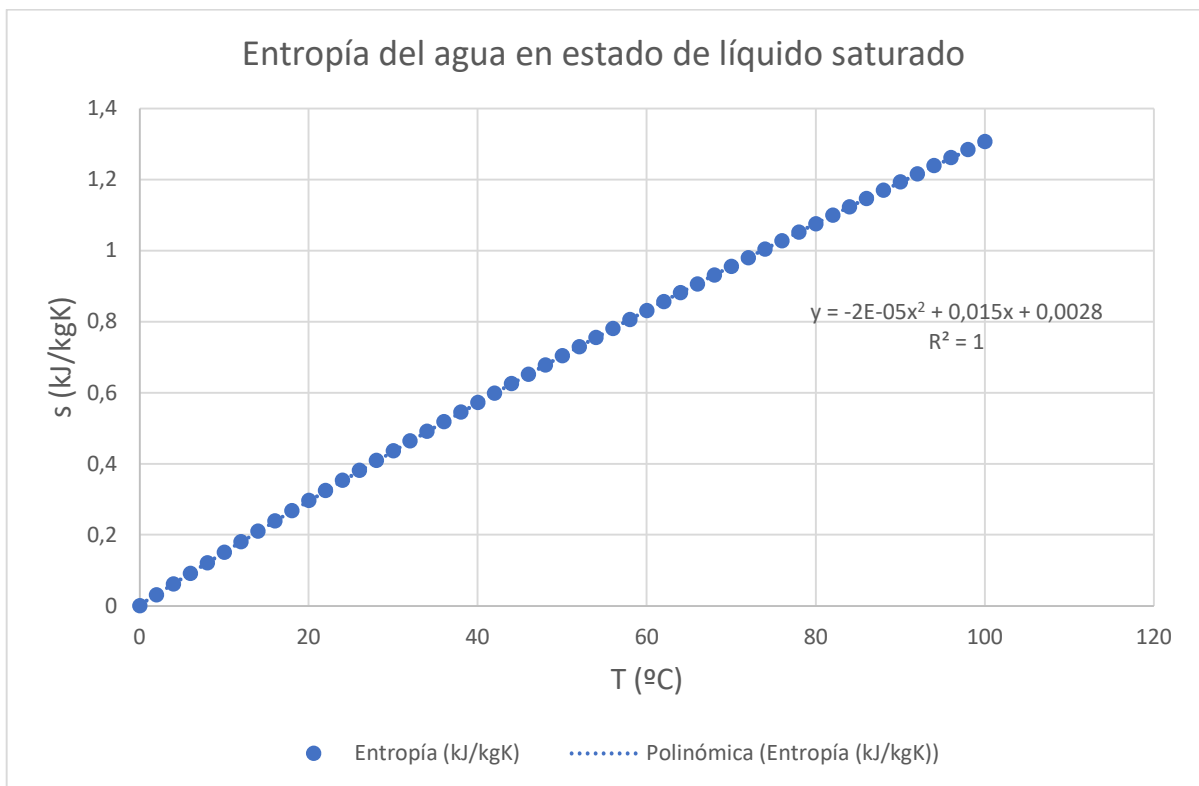


Figura 2: Gráfica para la obtención de la entropía específica del agua en estado de líquido saturado como función de la temperatura. Fuente: Elaboración propia.

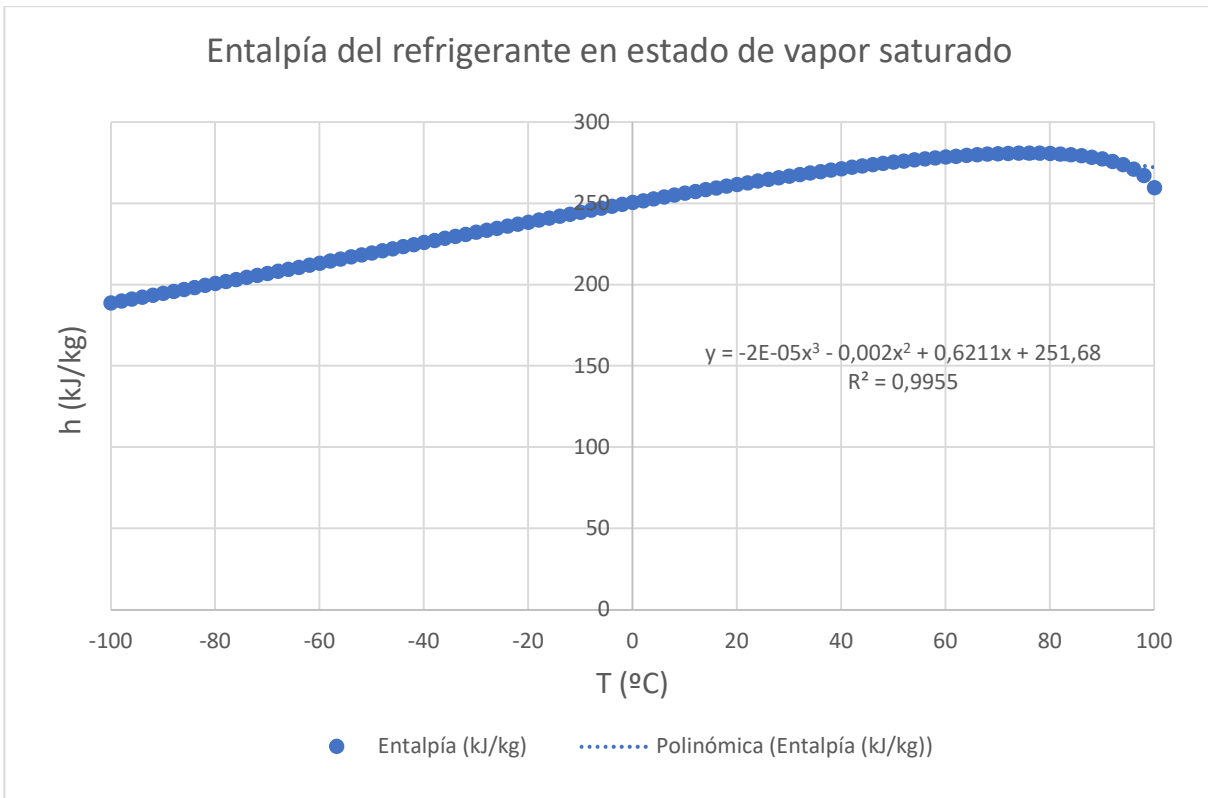


Figura 3: Gráfica para la obtención de la entalpía específica del refrigerante en estado de vapor saturado como función de la temperatura. Fuente: Elaboración propia.

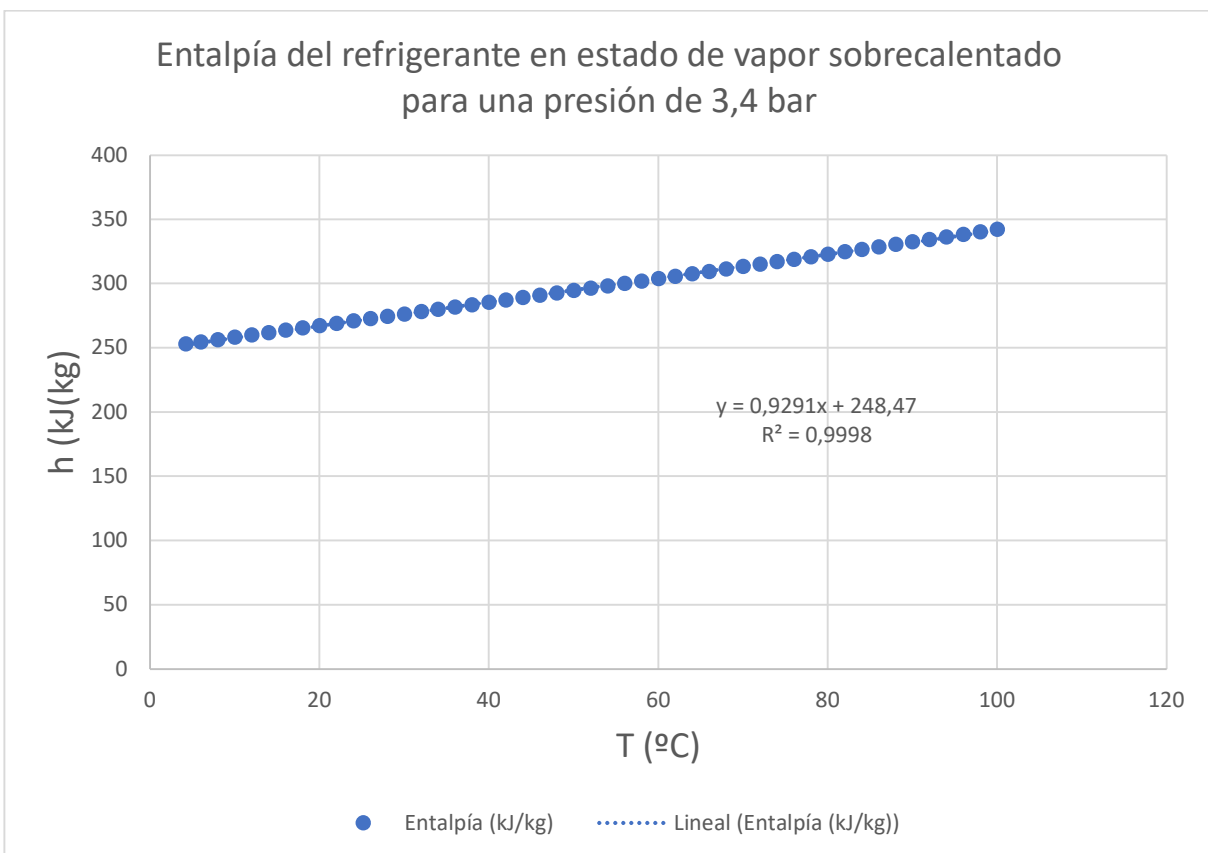


Figura 4: Gráfica para la obtención de la entalpía del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado a una presión de 3,4 bar. Fuente: Elaboración propia.

En el caso del refrigerante y del agua, las entalpías y entropías se pueden obtener de forma directa empleando las ecuaciones que proporcionan las gráficas. Sin embargo, para los flujos en la microturbina, principalmente aire y gases producto de la combustión, al ser mezclas de gases el proceso tiene algunos pasos extra.

Para la entalpía, primero se debe calcular la entalpía de los elementos que forman la mezcla de gases, para luego calcular la del flujo siguiendo la siguiente expresión:

$$\bar{h}_x = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \bar{h}_i \quad (1)$$

Donde:

- \bar{h}_x , entalpía específica del flujo mezcla de gases ideales (kJ/kmol).
- \bar{h}_i , entalpía específica de cada elemento que forma el flujo (kJ/kmol).
- x_i , fracción molar de cada elemento que forma el flujo.

Para la entropía, puesto que la que se obtiene con las ecuaciones de las gráficas es la entropía molar estándar, primero se calcula la entropía molar estándar del flujo en cuestión con una ecuación similar a la utilizada para la entalpía.

$$\bar{s}_x^0 = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \bar{s}_i^0 \quad (2)$$

Donde:

- \bar{s}_x^0 , entropía estándar del flujo mezcla de gases ideales (kJ/kmolK).
- \bar{s}_i^0 , entropía estándar de cada elemento que forma el flujo (kJ/kmolK).

A continuación, se emplea la siguiente expresión para calcular la entalpía específica del flujo:

$$\bar{s}_x = \bar{s}_x^o - \bar{R} \cdot \ln\left(\frac{p_x}{p_o}\right) \quad (3)$$

Donde:

- \bar{s}_x , entropía específica del flujo mezcla de gases ideales (kJ/kmolK).
- p_x , presión a la que se encuentra el flujo (bar).
- p_o , presión en las condiciones del ambiente de referencia (bar).
- \bar{R} , constante universal de los gases ideales (kJ/kmolK).

De esta manera, se pueden obtener las entalpías y entropías de todos los flujos presentes en el sistema una vez que se conoce su temperatura, a excepción del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado, para el cual también es necesario conocer la presión.

2.3. Análisis de la cámara de combustión

Como se puede observar al estudiar las ecuaciones presentadas en el apartado anterior, para poder calcular las entalpías y entropías de los flujos mezcla de gases ideales presentes en la microturbina, es indispensable conocer la composición de dicha mezcla. Para el aire esta composición es conocida, pero no para los gases producto de la combustión. Para obtener esta última, se realiza un estudio de la reacción de combustión que ocurre en la cámara.

Realizando un balance de materia en la microturbina al completo se obtiene que:

$$\dot{n}_f + \dot{n}_a = \dot{n}_{gpc} \quad (4)$$

Donde:

- \dot{n}_f , caudal molar de combustible (kmol/s).
- \dot{n}_a , caudal molar de aire (kmol/s).

- n_{gpc} , caudal molar de gases producto de la combustión (kmol/s).

Sabiendo que:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_f}{\dot{n}_a} \quad (5)$$

Donde:

- $\bar{\lambda}$, relación combustible-aire molar.

Se puede reescribir la ecuación 4 como:

$$n_{gpc} = 1 + \bar{\lambda} \quad (6)$$

Trasladando esto a la reacción de combustión, ajustándola y sabiendo que el combustible empleado es fuel oil, se obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \bar{\lambda} \cdot C_{12}H_{26} + [x_{N_2} \cdot N_2 + x_{O_2} \cdot O_2 + x_{CO_2} \cdot CO_2 + x_{H_2O} \cdot H_2O] \\ \rightarrow (1 + \bar{\lambda}) \\ \cdot [x_{N_{2,g}} \cdot N_2 + x_{O_{2,g}} \cdot O_2 + x_{CO_{2,g}} \cdot CO_2 + x_{H_2O,g} \cdot H_2O] \quad (7) \end{aligned}$$

Donde:

- x_{N_2} , fracción molar de nitrógeno en el aire.
- x_{O_2} , fracción molar de oxígeno en el aire.
- x_{CO_2} , fracción molar de dióxido de carbono en el aire.
- x_{H_2O} , fracción molar de vapor de agua en el aire.
- $x_{N_{2,g}}$, fracción molar de nitrógeno en los gases producto de la combustión.

- $x_{O_2,g}$, fracción molar de oxígeno en los gases producto de la combustión.
- $x_{CO_2,g}$, fracción molar de dióxido de carbono en los gases producto de la combustión.
- $x_{H_2O,g}$, fracción molar de vapor de agua en los gases producto de la combustión.

Se plantean balances de masa elemento a elemento según la reacción descrita y se obtienen expresiones para las fracciones molares de los gases producto de la combustión, las cuales se presentan a continuación:

$$x_{N_2,g} = \frac{x_{N_2}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (8)$$

$$x_{O_2,g} = \frac{x_{O_2} + x_{CO_2} + \frac{x_{H_2O}}{2}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (9)$$

$$x_{CO_2,g} = \frac{12 \cdot \bar{\lambda} + x_{CO_2}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (10)$$

$$x_{H_2O,g} = \frac{13 \cdot \bar{\lambda} + x_{H_2O}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (11)$$

No obstante, para poder calcular las estas fracciones molares es necesario conocer la relación combustible-aire, la cual se calcula a través de un balance de energía en la cámara de combustión, resultando la siguiente expresión:

$$\bar{\lambda} \cdot \bar{h}_8 + \bar{h}_3 - (1 + \bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_4 = 0 \quad (12)$$

Donde:

- \bar{h}_8 , entalpía específica del combustible en la entrada a la cámara de combustión (kJ/kmol).
- \bar{h}_3 , entalpía específica del aire en la entrada a la cámara de combustión (kJ/kmol).

- \bar{h}_4 , entalpía específica de los gases producto de la combustión a la salida de la cámara de combustión (kJ/kmol).

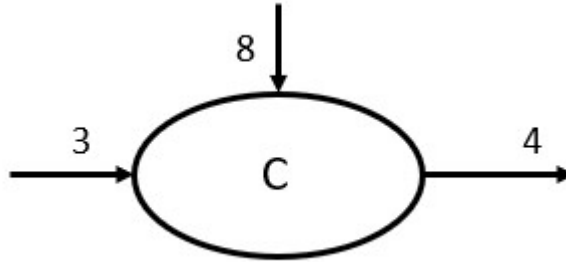


Figura 5: Volumen de control para el balance de energía en la cámara de combustión. Fuente: Elaboración propia.

Puesto que las temperaturas de los estados 3 y 4 son datos de partida, se puede obtener la relación combustible-aire de esta última expresión y, con ella, las fracciones molares de los gases producto de la combustión.

2.4. Análisis del conjunto compresor-turbina

Con este análisis se pretende determinar todos los caudales que intervienen en la microturbina, así como la potencia que consume el compresor y la que genera la turbina. Para ello se plantea un balance de energía en el conjunto compresor-turbina y se divide la expresión al completo entre el caudal molar de aire para obtener lo siguiente:

$$-\frac{\dot{W}_{18}}{\dot{n}_a} + (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \bar{\lambda}) \cdot (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) = 0 \quad (13)$$

Donde:

- \bar{h}_1 , entalpía específica del aire en la entrada al compresor (kJ/kmol).
- \bar{h}_2 , entalpía específica del aire a la salida del compresor (kJ/kmol).
- \bar{h}_5 , entalpía específica de los gases producto de la combustión a la salida de la turbina (kJ/kmol).
- \dot{W}_{18} , potencia neta producida por la microturbina (kW).

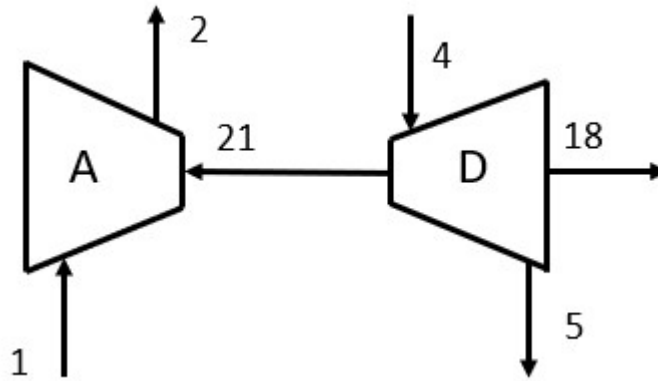


Figura 6: Volumen de control para el balance de energía en el conjunto compresor-turbina. Fuente: Elaboración propia.

Cabe destacar que la potencia neta de la anterior expresión es la mecánica, la cual, siendo datos conocidos la potencia neta eléctrica que produce la microturbina y el rendimiento del alternador considerado, se puede obtener con la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{18} = \frac{\dot{W}_e}{\eta_{cs}} \quad (14)$$

Donde:

- \dot{W}_e , potencia eléctrica neta producida por la microturbina (kW).
- η_{cs} , rendimiento del alternador.

Por tanto, para calcular el caudal molar de aire solo es necesario conocer las entalpías específicas de los estados 2 y 5, puesto que la del estado 1 se puede obtener de manera directa, ya que las condiciones del ambiente de referencia son conocidas. Para obtener las entalpías de los estados de los flujos de salida de estos equipos es necesario seguir el siguiente procedimiento:

1. Sabiendo que para un proceso isoentrópico se cumple que:

$$\bar{s}_s - \bar{s}_e = 0 = \bar{s}_s^o - \bar{s}_e^o - \bar{R} \cdot \ln\left(\frac{p_s}{p_e}\right) \quad (15)$$

Donde:

- \bar{s}_s , entropía específica molar del estado de salida del proceso (kJ/kmolK).
 - \bar{s}_e , entropía específica molar del estado de entrada al proceso (kJ/kmolK).
 - \bar{s}_s^o , entropía estándar del estado de salida del proceso (kJ/kmolK).
 - \bar{s}_e^o , entropía estándar del estado de entrada al proceso (kJ/kmolK).
 - $\frac{p_s}{p_e}$, relación de presión salida-entrada del proceso.
2. La entropía estándar de los estados de entrada en cada equipo se puede obtener de forma directa empleando las ecuaciones correspondientes según se ha explicado en apartados anteriores y las presiones de salida son datos conocidos, por lo que se puede calcular la entropía estándar de salida en cada caso asumiendo un proceso isoentrópico.
 3. Una vez obtenida esta entropía, se expresa lo que sería su cálculo, dejando la expresión en función de la temperatura, y se obtiene esta por tanteo, igualando la expresión al resultado obtenido en el punto anterior, por lo que se calcula la temperatura del estado de salida isoentrópico en cada caso.
 4. A continuación, con estas temperaturas se obtienen las entalpías específicas de los estados de salida isoentrópicos.
 5. Conocidas estas entalpías y siendo datos conocidos los rendimientos isoentrópicos de los equipos, se calculan las entalpías específicas de los estados reales de salida en cada caso empleando las siguientes expresiones:

$$\bar{h}_s = \bar{h}_e + \frac{\bar{h}_{ss} - \bar{h}_e}{\eta_{cs}} \quad (16)$$

Donde:

- \bar{h}_{ss} , entalpía isoentrópica de salida del proceso (kJ/kmol).

- η_{cs} , rendimiento isoentrópico del compresor.

$$\bar{h}_s = \bar{h}_e + (\bar{h}_{ss} - \bar{h}_e) \cdot \eta_{ts} \quad (17)$$

Donde:

- η_{ts} , rendimiento isoentrópico de la turbina.
6. Finalmente, siguiendo un procedimiento análogo al expresado en el punto 3, pero aplicado a la entalpía, se pueden obtener las temperaturas de estos estados reales de salida.

Una vez calculadas estas entalpías, se despeja y obtiene el caudal molar de aire de la expresión 13 y con este y la definición de la relación combustible-aire se obtiene el de combustible. Por último, empleando el balance de materia en la microturbina al completo se obtiene el caudal molar de gases producto de la combustión.

Para calcular la potencia consumida por el compresor de aire se plantea un balance de energía en este, resultando lo siguiente:

$$\dot{W}_{21} = \dot{n}_a \cdot (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) \quad (18)$$

Donde:

- \dot{W}_{21} , potencia consumida por el compresor (kW).

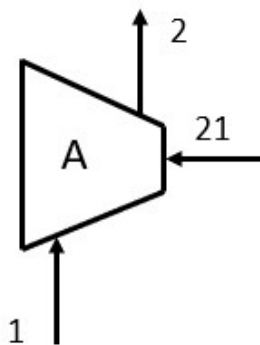


Figura 7: Volumen de control para el balance de energía en el compresor. Fuente: Elaboración propia.

Si se reescribe el balance de energía en el conjunto compresor-turbina, se puede obtener la potencia total generada por la turbina como se muestra a continuación:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{21} + \dot{W}_{18} \quad (19)$$

Donde:

- \dot{W}_t , potencia total generada por la turbina (kW).

2.5. Análisis del regenerador

Se estudia este equipo con el objetivo de obtener de definir el estado 6, para lo cual se plantea el siguiente balance de energía:

$$n_a \cdot (\bar{h}_2 - \bar{h}_3) + n_{gpc} \cdot (\bar{h}_5 - \bar{h}_6) = 0 \quad (20)$$

Donde:

- \bar{h}_6 , entalpía específica de los gases producto de la combustión a la salida del regenerador (kJ/kmol).

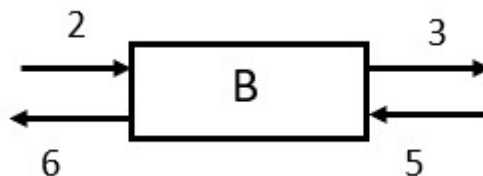


Figura 8: Volumen de control para el balance de energía en el regenerador. Fuente: Elaboración propia.

Del balance de energía en el regenerador se puede obtener directamente la entalpía de los gases a la salida de este y, con ella, su temperatura, a través del proceso de tanteo anteriormente explicado. Una vez determinada la temperatura también puede obtenerse la entropía.

2.6. Análisis del sistema de compresión

Puesto que las presiones entre las que opera el sistema de compresión y los valores de subenfriamiento y sobrecalentamiento son conocidos, se puede obtener de forma directa la

temperatura, entalpía y entropía del estado 11, el cual es líquido subenfriado a la salida del condensador, pero que se ha aproximado por líquido saturado.

$$T_{11} = T_{ls}(p_{11}) + SE \quad (21)$$

Donde:

- T_{11} , temperatura del estado 11 (°C).
- $T_{ls}(p_{11})$, temperatura del líquido saturado a la presión del condensador (°C).
- SE , subenfriamiento (°C).

$$T_9 = T_{vs}(p_9) + SC \quad (22)$$

Donde:

- T_9 , temperatura del estado 9 (°C).
- $T_{vs}(p_9)$, temperatura del vapor saturado a la presión del evaporador (°C).
- SC , sobrecalentamiento (°C).

Sabiendo que el proceso que ocurre en la válvula de expansión es isoentálpico también se puede saber directamente la entalpía y temperatura del estado 12. Sin embargo, puesto que este estado es una mezcla bifásica, resulta necesario conocer la proporción en la que se encuentra dicha mezcla, la cual se obtiene de plantear la definición de la entalpía para una mezcla bifásica de líquido y vapor saturados, resultando lo siguiente:

$$h_{11} = h_{12} = x_l \cdot h_{ls,12} + x_v \cdot h_{vs,12} \quad (23)$$

Donde:

- h_{11} , entalpía específica del flujo 11 (kJ/kg).

- h_{12} , entalpía específica del flujo 12 (kJ/kg).
- x_l , proporción de líquido saturado en la mezcla.
- $h_{ls,12}$, entalpía específica del líquido saturado en el estado 12 (kJ/kg).
- x_v , proporción de vapor saturado en la mezcla.
- $h_{vs,12}$, entalpía específica del vapor saturado en el estado 12 (kJ/kg).

Sabiendo que se cumple que:

$$x_l = (1 - x_v) \quad (24)$$

Se pueden obtener las proporciones de la mezcla y el resto de las propiedades del flujo.

La entalpía del estado 9 se puede obtener de forma directa, pues se conoce su temperatura y presión, mientras que para el estado 10 se deben realizar balances de energía en el condensador y en el evaporador, considerando solo el circuito de refrigerante en ambos casos.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (25)$$

Donde:

- \dot{Q}_{cond} , calor cedido en el condensador (kW).
- \dot{m}_r , caudal de refrigerante (kg/s).
- h_{10} , entalpía específica del estado 10 (kJ/kg).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r \cdot (h_9 - h_{12}) \quad (26)$$

Donde:

- \dot{Q}_{evap} , calor cedido en el evaporador (kW).

- h_9 , entalpía específica del estado 9 (kJ/kg).

Despejando el refrigerante en cada ecuación e igualándolas se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_9 - h_{12})} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{(h_{11} - h_{10})} \quad (27)$$

De esta manera, siendo datos conocidos los calores cedidos en condensador y evaporador, se puede despejar la entalpía específica del estado 10 y, con ella, conocer el resto de las propiedades del estado.

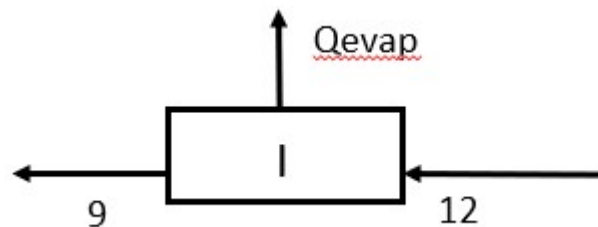


Figura 9: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de refrigerante del evaporador. Fuente: Elaboración propia.

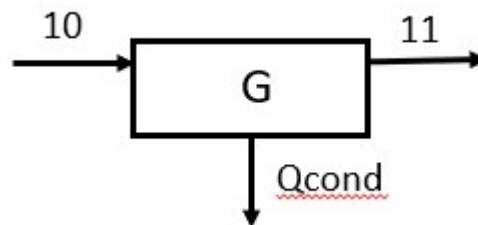


Figura 10: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de refrigerante del condensador. Fuente: Elaboración propia.

Para los flujos de agua 13, 14 y 15 se conocen sus temperaturas, por lo que se puede calcular el resto de sus propiedades de forma directa, mientras que para el flujo 16 es necesario realizar un balance de exergía en el condensador, en este caso considerando tanto el circuito de refrigerante como el de agua, obteniendo la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{ac} \cdot (h_{16} - h_{15}) = \dot{m}_r \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (28)$$

Donde:

- \dot{m}_{ac} , caudal másico de agua caliente (kg/s).

- h_{16} , entalpía específica del agua caliente en el estado 16 (kJ/kg).
- h_{15} , entalpía específica del agua caliente en el estado 15 (kJ/kg).



Figura 11: Volumen de control para el balance de energía en el condensador completo. Fuente: Elaboración propia.

El caudal de agua caliente es un dato conocido, pues viene fijado por la demanda del hotel, mientras que el caudal de refrigerante se puede obtener de la ecuación 25, pudiéndose calcular la entalpía del estado 16 y, con ella, el resto de las propiedades termodinámicas de este flujo.

Por último, se realizan dos balances de energía en el recuperador de calor para calcular la temperatura de salida de los gases de escape de la microturbina y la temperatura del agua a la salida de este equipo.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{n}_{gpc} \cdot (\bar{h}_7 - \bar{h}_6) \quad (29)$$

Donde:

- \dot{Q}_{rec} , calor recuperado en el recuperador de calor (kW).
- \bar{h}_7 , entalpía específica molar de los gases producto de la combustión a la salida del recuperador de calor (kJ/kmol).

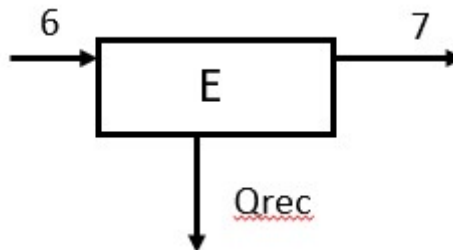


Figura 12: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de gas del recuperador de calor. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{ac} \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad (30)$$

Donde:

- h_{17} , entalpía específica del agua caliente a la salida del recuperador de calor (kJ/kg).

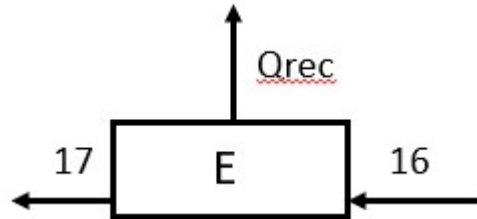


Figura 13: Volumen de control para el balance de energía en el circuito de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.

Puesto que el calor recuperado en el recuperador de calor es un dato, se pueden obtener las entalpías de salida de los gases producto de la combustión y del agua caliente.

2.7. Parámetros de desempeño

Se calcula el rendimiento global eléctrico de la microturbina, la eficiencia del regenerador y la relación de trabajos según las siguientes expresiones:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (31)$$

Donde:

- η_e , rendimiento eléctrico de la microturbina.
- \dot{m}_c , caudal másico de combustible (kg/s).
- PCI , poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg),

$$E_{reg} = \frac{T_3 - T_2}{T_6 - T_2} \quad (32)$$

Donde:

- E_{reg} , eficiencia del regenerador.

- T_3 , temperatura del aire a la salida del regenerador (K).
- T_2 , temperatura del aire a la salida del compresor (K).
- T_6 , temperatura de los gases producto de la combustión a la salida del regenerador (K).

$$r_w = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t} \quad (33)$$

Donde:

- r_w , relación de trabajos.

3. Análisis exerético

Una vez terminado el análisis energético, se procede a determinar las potencias exeréticas asociadas a cada uno de los flujos, tanto másicos como de potencias mecánicas y térmicas, y a calcular la destrucción de exería producida en cada equipo.

3.1. Exerías de flujo

La potencia exerética de un flujo másico consiste en dos términos: la exería física y la química, como se muestra en la siguiente expresión en términos absolutos:

$$\dot{B} = \dot{B}^{ph} + \dot{B}^{ch} \quad (34)$$

Donde:

- \dot{B} , exería total (kW).
- \dot{B}^{ph} , exería física (kW).
- \dot{B}^{ch} , exería química (kW).

Expresando la ecuación anterior en términos específicos, se obtiene lo siguiente:

$$b = b^{ph} + b^{ch} \quad (35)$$

Donde:

- b , exería total específica (kJ/kg).
- b^{ph} , exería física específica (kJ/kg).
- b^{ch} , exería química específica (kJ/kg).

De manera que se cumple que:

$$\dot{B} = \dot{m} \cdot b \quad (36)$$

La expresión para determinar la exergía física específica es la siguiente:

$$b^{ph} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (37)$$

Donde:

- h_o , entalpía específica del entorno de referencia (kJ/kg).
- s_o , entropía específica del entorno de referencia (kJ/kgK).
- T_o , temperatura del entorno de referencia (K).

Para gases ideales puede expresarse como:

$$b^{ph} = (h - h_o) - RT_o \ln(p/p_o) \quad (38)$$

Donde:

- p , presión del flujo (bar).
- p_o , presión del entorno de referencia (bar).
- R , constante universal de los gases ideales (kJ/kgK).

Sin embargo, para el flujo gases producto de la combustión es necesario realizar un paso extra. Debido a que hay que calcular su entalpía y entropía en las condiciones del ambiente de referencia hay que tener en cuenta que al suponer que los gases se encuentran en este estado las fracciones molares de su composición variarán, pues parte del vapor de agua se condensa. La parte del vapor de agua que se mantiene como estado gaseoso se obtiene con la siguiente expresión:

$$x_{H_2O,v,ref} = \frac{\left(\frac{p_v}{p_{ref}(25^\circ C)}\right) \cdot x_g}{1 - \frac{p_v}{p_{ref}(25^\circ C)}} \quad (39)$$

Donde:

- $x_{H_2O,v,ref}$, fracción molar de vapor de agua que se mantiene en estado gaseoso en las condiciones del ambiente de referencia.
- p_v , presión parcial del agua en las condiciones del ambiente de referencia (bar)
- $p_{ref}(25\text{ }^{\circ}C)$, presión de saturación del agua en las condiciones del ambiente de referencia (bar).
- x_g , fracción molar del resto de gases de la mezcla.

Sabiendo esto, se pueden recalculan las fracciones molares del resto de gases presentes en la mezcla.

La parte química para una mezcla de gases ideales se determina como sigue:

$$b^{ch} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot b_i^{ch} + R \cdot T_o \sum_{i=1}^n x_i \cdot \ln(x_i) \quad (40)$$

Donde:

- b_i^{ch} , exergía química molar estándar de cada elemento de la mezcla de gases (kJ/kg).
- x_i , fracción molar de cada elemento de la mezcla.

La exergía química molar estándar se obtiene de la referencia [1]. A continuación, se adjunta la tabla en cuestión.

Tabla 1: Exergía química molar estándar para varias sustancias según el modelo de ambiente de referencia considerado. Fuente: [1].

Table C.2. Standard molar chemical exergy, \bar{e}^{CH} (kJ/kmol), of various substances at 298.15 K and p_0

Substance	Formula	Model I ^a	Model II ^b
Nitrogen	N ₂ (g)	639	720
Oxygen	O ₂ (g)	3,951	3,970
Carbon dioxide	CO ₂ (g)	14,176	19,870
Water	H ₂ O(g)	8,636	9,500
Water	H ₂ O(l)	45	900
Carbon (graphite)	C(s)	404,589	410,260
Hydrogen	H ₂ (g)	235,249	236,100
Sulfur	S(s)	598,158	609,600
Carbon monoxide	CO(g)	269,412	275,100
Sulfur dioxide	SO ₂ (g)	301,939	313,400
Nitrogen monoxide	NO(g)	88,851	88,900
Nitrogen dioxide	NO ₂ (g)	55,565	55,600
Hydrogen peroxide	H ₂ O ₂ (g)	133,587	—
Hydrogen sulfide	H ₂ S	799,890	812,000
Ammonia	NH ₃ (g)	336,684	337,900
Oxygen	O(g)	231,968	233,700
Hydrogen	H(g)	320,822	331,300
Nitrogen	N(g)	453,821	—
Methane	CH ₄ (g)	824,348	831,650
Acetylene	C ₂ H ₂ (g)	—	1,265,800
Ethylene	C ₂ H ₄ (g)	—	1,361,100
Ethane	C ₂ H ₆ (g)	1,482,033	1,495,840
Propylene	C ₃ H ₆ (g)	—	2,003,900
Propane	C ₃ H ₈ (g)	—	2,154,000
n-Butane	C ₄ H ₁₀ (g)	—	2,805,800
n-Pentane	C ₅ H ₁₂ (g)	—	3,463,300
Benzene	C ₆ H ₆ (g)	—	3,303,600
Octane	C ₈ H ₁₈ (l)	—	5,413,100
Methanol	CH ₃ OH(g)	715,069	722,300
Methanol	CH ₃ OH(l)	710,747	718,000
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(g)	1,348,328	1,363,900
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH(l)	1,342,086	1,375,700

En cuanto a la exergía que acompaña a una transferencia de calor, esta se define como sigue:

$$\dot{B}_Q = \left(1 - \frac{T_o}{T_f}\right) \cdot \dot{Q} \quad (41)$$

Donde:

- T_f , temperatura en la frontera a través de la cual se produce la transferencia (K).

En el caso de la exergía asociada a un trabajo, esta es todo el trabajo, es decir, todo el trabajo producido es exergía, o sea, potencia aprovechable.

$$\dot{B}_W = \dot{W} \quad (42)$$

3.2. Destrucción de exergía

Para determinar la destrucción de exergía de los equipos se realizan balances de exergía en cada uno de ellos, según la siguiente expresión:

$$\sum \dot{B}_e - \sum \dot{B}_s = \dot{B}_d \quad (43)$$

Donde:

- $\sum \dot{B}_e$, sumatorio de exergías de entrada (kW).
- $\sum \dot{B}_s$, sumatorio de exergías de salida (kW).
- \dot{B}_d , destrucción de exergía (kW).

A continuación, se presentan las expresiones resultantes del balance de exergía en cada equipo:

1. Compresor:

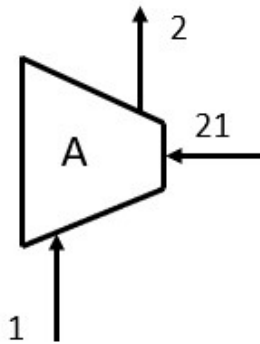


Figura 14: Volumen de control para el balance de exergía en el compresor. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,comp} = \dot{B}_1 + \dot{B}_{21} - \dot{B}_2 \quad (44)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,comp}$, destrucción de exergía en el compresor (kW).
- \dot{B}_1 , exergía total del aire de alimentación al compresor (kW).

- \dot{B}_{21} , exergía total consumida por el compresor (kW).
- \dot{B}_2 , exergía total del aire comprimido (kW).

2. Regenerador:

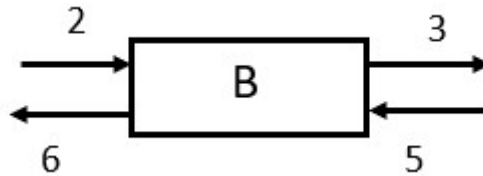


Figura 15: Volumen de control para el balance de exergía en el regenerador. Fuente: Elaboración propia.

$$B_{d,reg} = B_2 + B_5 - B_3 - B_6 \quad (45)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,reg}$, destrucción de exergía en el regenerador (kW).
- \dot{B}_5 , exergía total de los gases producto de la combustión a baja presión (kW).
- \dot{B}_3 , exergía total del aire comprimido precalentado (kW).
- \dot{B}_6 , exergía total de los gases producto de la combustión a baja presión y temperatura (kW).

3. Cámara de combustión:

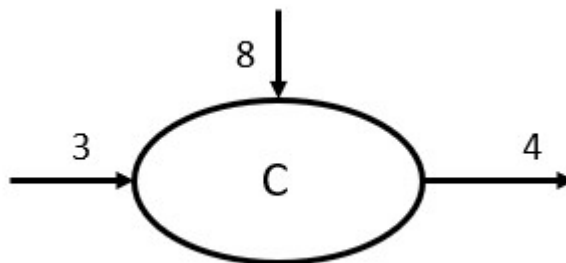


Figura 16: Volumen de control para el balance de exergía en la cámara de combustión. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,cc} = \dot{B}_3 + \dot{B}_8 - \dot{B}_4 \quad (46)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,cc}$, destrucción de exergía en el cámara de combustión (kW).
- \dot{B}_8 , exergía total del combustible (kW).
- \dot{B}_4 , exergía total de los gases producto de la combustión a alta presión (kW).

4. Turbina:

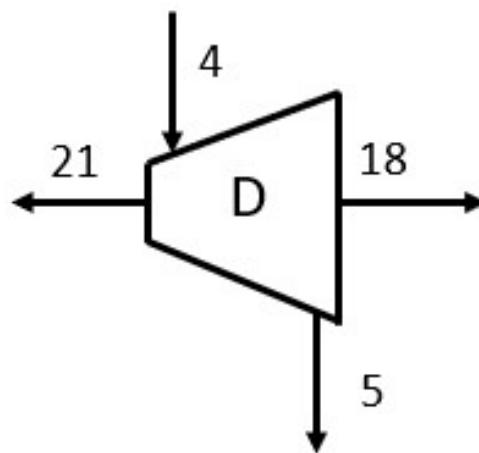


Figura 17: Volumen de control para el balance de exergía en la turbina. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,turb} = \dot{B}_4 - \dot{B}_5 - \dot{B}_{21} - \dot{B}_{18} \quad (47)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,turb}$, destrucción de exergía en la turbina (kW).
- \dot{B}_{18} , exergía total neta producida por el sistema (kW).

5. Compresor de refrigerante:

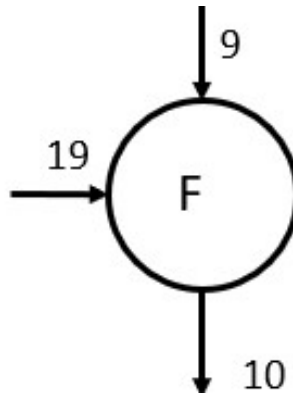


Figura 18: Volumen de control para el balance de exergía en el compresor de refrigerante. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,cr} = \dot{B}_9 + \dot{B}_{19} - \dot{B}_{10} \quad (48)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,cr}$, exergía destruida por el compresor de refrigerante (kW).
- \dot{B}_9 , exergía del refrigerante a la salida del evaporador (kW).
- \dot{B}_{19} , exergía consumida por el compresor de refrigerante (kW).
- \dot{B}_{10} , exergía del refrigerante a la salida del compresor de refrigerante (kW).

6. Condensador:



Figura 19: Volumen de control para el balance de exergía en el condensador. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,cond} = \dot{B}_{10} + \dot{B}_{15} - \dot{B}_{11} - \dot{B}_{16} \quad (49)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,cond}$, destrucción de exergía en el condensador (kW).
- \dot{B}_{15} , exergía del agua en la entrada al condensador (kW).
- \dot{B}_{11} , exergía del refrigerante a la salida del condensador (kW).
- \dot{B}_{16} , exergía del agua a la salida del condensador (kW).

7. Válvula de expansión:

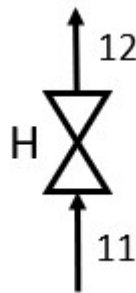


Figura 20: Volumen de control para el balance de exergía en la válvula de expansión. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d, valv} = \dot{B}_{11} - \dot{B}_{12} \quad (50)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d, valv}$, destrucción de exergía en la válvula de expansión (kW).
- \dot{B}_{12} , exergía del refrigerante a la salida de la válvula de expansión (kW).

8. Evaporador:

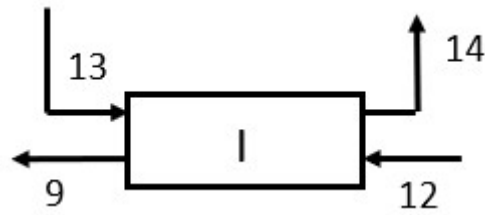


Figura 21: Volumen de control para el balance de exergía en el evaporador. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,evap} = \dot{B}_{12} + \dot{B}_{13} - \dot{B}_9 - \dot{B}_{14} \quad (51)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,evap}$, destrucción de exergía en el evaporador (kW).
- \dot{B}_{13} , exergía del agua fría en la entrada al evaporador (kW).
- \dot{B}_{14} , exergía del agua fría a la salida del evaporador (kW).

9. Recuperador de calor:



Figura 22: Volumen de control para el balance de exergía en el recuperador de calor. Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{B}_{d,rec} = \dot{B}_6 + \dot{B}_{16} - \dot{B}_7 - \dot{B}_{17} \quad (52)$$

Donde:

- $\dot{B}_{d,rec}$, destrucción de exergía en el recuperador (kW).
- \dot{B}_7 , exergía de los gases producto de la combustión a la salida del recuperador de calor (kW).
- \dot{B}_{17} , exergía del agua caliente a la salida del recuperador de calor (kW).

4. Análisis termoeconómico

El objetivo de este apartado es asignar costes monetarios a cada kWh de exergía de producto, esto es el coste exergoeconómico, el cual para un flujo se define según la siguiente expresión:

$$\dot{\Pi} = \dot{B} \cdot c \quad (53)$$

Donde:

- $\dot{\Pi}$, coste exergoeconómico total (\$/h).
- c , coste exergoeconómico unitario (\$/kWh).

2.1. Definición FPL

El primer paso para determinar los costes exergoeconómicos es realizar la definición FPL para cada equipo del sistema, la cual se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 2: Definición FPL. Fuente: Elaboración propia.

Equipo	F	P	L
Compresor de aire	1+21	2	
Regenerador	2+(5-6)	3	
Cámara de combustión	3+8	4-7	
Turbina de gas	4-5	18+21	
Recuperador de calor	(6-7)+16	17	
Compresor de refrigerante	19+9	10	
Condensador	15+(10-11)	16	
Válvula de expansión	11	12	
Evaporador	13+(12-9)	14	
Sistema completo	1+8+13+15	14+17+20	7

2.2. Balance Fuel-Producto

Una vez realizada esta definición, se plantean balances fuel producto para cada uno de los equipos del sistema, empleando los mismos volúmenes de control que para el análisis exergético. La expresión general de este balance tiene la siguiente forma:

$$\sum \dot{\Pi}_P = \sum \dot{\Pi}_F + Z_i \quad (54)$$

Donde:

- $\Sigma \dot{\Pi}_p$, sumatorio de costes exergoeconómicos de fuel (\$/h).
- $\Sigma \dot{\Pi}_F$, sumatorio de costes exergoeconómicos de productos (\$/h).
- Z_i , coste fijo del equipo (\$/h)

A continuación, se presentan las expresiones resultantes de plantear este balance para cada uno de los equipos:

1. Compresor:

$$\dot{Z}_{comp} = \dot{B}_1 \cdot c_1 + \dot{B}_{21} \cdot c_{21} - \dot{B}_2 \cdot c_2 \quad (55)$$

Donde:

- c_1 , coste exergoeconómico unitario del aire de alimentación al compresor (\$/kWh).
- c_{21} , coste exergoeconómico unitario de la exergía consumida por el compresor (\$/kWh).
- c_2 , coste exergoeconómico unitario del aire a la salida del compresor (\$/kWh).
- \dot{Z}_{comp} , coste fijo del compresor de aire (\$/h).

2. Regenerador:

$$\dot{Z}_{reg} = \dot{B}_2 \cdot c_2 + \dot{B}_5 \cdot c_5 - \dot{B}_3 \cdot c_3 - \dot{B}_6 \cdot c_6 \quad (56)$$

Donde:

- c_5 , coste exergoeconómico unitario de los gases producto de la combustión a la salida de la turbina (\$/kWh).
- c_3 , coste exergoeconómico unitario del aire a la salida del regenerador (\$/kWh).

- c_6 , coste exergoeconómico unitario de los gases producto de la combustión a la salida del regenerador (\$/kWh).
- \dot{Z}_{reg} , coste fijo del regenerador (\$/h).

3. Cámara de combustión:

$$\dot{Z}_{cc} = \dot{B}_3 \cdot c_3 + \dot{B}_8 \cdot c_8 - \dot{B}_4 \cdot c_4 - \dot{B}_7 \cdot c_7 \quad (57)$$

Donde:

- c_8 , coste exergoeconómico unitario del combustible (\$/kWh).
- c_4 , coste exergoeconómico unitario de los gases producto de la combustión a la salida de la cámara (\$/kWh).
- c_7 , coste exergoeconómico unitario de los gases producto de la combustión a la salida del recuperador de calor (\$/kWh).
- \dot{Z}_{cc} , coste fijo de la cámara de combustión (\$/h).

4. Turbina de gas:

$$\dot{Z}_{turb} = \dot{B}_4 \cdot c_4 - \dot{B}_5 \cdot c_5 - \dot{B}_{18} \cdot c_{18} - \dot{B}_{21} \cdot c_{21} \quad (58)$$

Donde:

- c_{18} , coste exergoeconómico unitario de la exergía neta producida por la microturbina (\$/kWh).
- \dot{Z}_{turb} , coste fijo de la turbina de gas (\$/h).

5. Recuperador de calor:

$$\dot{Z}_{rec} = \dot{B}_6 \cdot c_6 + \dot{B}_{16} \cdot c_{16} - \dot{B}_7 \cdot c_7 - \dot{B}_{17} \cdot c_{17} \quad (59)$$

Donde:

- c_{16} , coste exergoeconómico unitario del agua caliente en la entrada al recuperador de calor (\$/kWh).
- c_{17} , coste exergoeconómico unitario del agua caliente a la salida del recuperador de calor (\$/kWh).
- \dot{Z}_{rec} , coste fijo del recuperador de calor (\$/h).

6. Compresor de refrigerante:

$$\dot{Z}_{cr} = \dot{B}_9 \cdot c_9 + \dot{B}_{19} \cdot c_{19} - \dot{B}_{10} \cdot c_{10} \quad (60)$$

Donde:

- c_9 , coste exergoeconómico unitario del refrigerante en la entrada al compresor de refrigerante (\$/kWh).
- c_{19} , coste exergoeconómico unitario de la exergía consumida por el compresor de refrigerante (\$/kWh).
- c_{10} , coste exergoeconómico unitario del refrigerante a la salida del compresor de refrigerante (\$/kWh).
- \dot{Z}_{cr} , coste fijo del compresor de refrigerante (\$/h).

7. Condensador:

$$\dot{Z}_{cond} = \dot{B}_{10} \cdot c_{10} + \dot{B}_{15} \cdot c_{15} - \dot{B}_{11} \cdot c_{11} - \dot{B}_{16} \cdot c_{16} \quad (61)$$

Donde:

- c_{15} , coste exergoeconómico unitario del agua caliente a la entrada al condensador (\$/kWh).

- c_{11} , coste exergoeconómico unitario del refrigerante a la salida del condensador (\$/kWh).
- \dot{Z}_{cond} , coste fijo del condensador (\$/h).

8. Válvula de Expansión:

$$\dot{Z}_{valv} = \dot{B}_{11} \cdot c_{11} - \dot{B}_{12} \cdot c_{12} \quad (62)$$

Donde:

- c_{12} , coste exergoeconómico unitario del refrigerante a la salida de la válvula de expansión (\$/kWh).
- \dot{Z}_{valv} , coste fijo de la válvula de expansión (\$/h).

9. Evaporador:

$$\dot{Z}_{evap} = \dot{B}_{12} \cdot c_{12} + \dot{B}_{13} \cdot c_{13} - \dot{B}_9 \cdot c_9 - \dot{B}_{14} \cdot c_{14} \quad (63)$$

Donde:

- c_{13} , coste exergoeconómico unitario del agua caliente en la entrada al evaporador (\$/kWh).
- c_{14} , coste exergoeconómico unitario del agua caliente a la salida del evaporador (\$/kWh).
- \dot{Z}_{evap} , coste fijo del evaporador (\$/h).

2.3. Cálculo de costes fijos

Analizando el balance presentado en el apartado anterior, se puede concluir que, para poder resolver el sistema, es necesario determinar los costes fijos de los equipos. El coste fijo de un equipo se define según la siguiente expresión:

$$Z_i = \frac{CFA \cdot CAE_i}{CAE_{tot} \cdot N} \quad (64)$$

Donde:

- CFA , coste fijo anual (\$/año).
- CAE_i , coste de adquisición de cada equipo (\$).
- CAE_{tot} , coste de adquisición de equipos total (\$).
- N , horas de operación anuales (h/año).

Por su parte, el coste de adquisición de cada equipo se obtiene mediante ecuaciones que dependen de los principales parámetros de funcionamiento del equipo en cuestión, mientras que el coste de adquisición de equipos total no es más que la suma del de cada equipo. Las expresiones empleadas en este proyecto provienen de la fuente [5nius] y se muestran a continuación:

1. Compresor:

$$CAE_{comp} = \frac{44,71 \cdot \dot{m}_a}{0,95 - \eta_{sc}} \cdot r_c \cdot \log(r_c) \quad (65)$$

Donde:

- CAE_{comp} , coste de adquisición del compresor de aire (\$).
- \dot{m}_a , caudal másico de aire (kg/s).

- r_c , relación de compresión.

2. Regenerador:

$$CAE_{reg} = \frac{4122 \cdot n_{gpc} \cdot (\bar{h}_5 - \bar{h}_6)}{500 \cdot T_{ml,reg}} \quad (66)$$

Donde:

- CAE_{reg} , coste de adquisición del regenerador (\$).
- $T_{ml,reg}$, temperatura media logarítmica en el regenerador (K).

3. Cámara de combustión:

$$CAE_{cc} = \frac{46,03 \cdot \dot{m}_a}{0,995 \cdot (p_3 - p_4)} \cdot (1 + e^{((0,018 \cdot T_4) - 2,4)}) \quad (67)$$

Donde:

- CAE_{cc} , coste de adquisición de la cámara de combustión (\$).
- p_3 , presión del aire en la entrada a la cámara de combustión (bar).
- p_4 , presión de los gases producto de la combustión a la salida de la cámara de combustión (bar).
- T_4 , temperatura de los gases producto de la combustión a la salida de la cámara de combustión (K).

4. Turbina de gas:

$$CAE_{turb} = \frac{301,45 \cdot \dot{m}_{gpc}}{0,95 - \eta_{st}} \cdot \log\left(\frac{p_4}{p_5}\right) \cdot (1 + e^{((0,025 \cdot T_4) - 1570)}) \quad (68)$$

Donde:

- CAE_{turb} , coste de adquisición de la turbina de gas (\$).
- p_5 , presión de los gases producto de la combustión a la salida de la turbina de gas (bar).

No se presenta la ecuación para el recuperador de calor, pues a este se le asignó un coste fijo teniendo en cuenta la potencia térmica necesaria para abastecer al hotel de ACS en la hora de demanda pico kW, pues a pesar de que este valor cambia en verano, el equipo sigue siendo el mismo. Tampoco se presentan las ecuaciones para los equipos del sistema de compresión, debido a que se ha considerado que el hotel ya cuenta con estos equipos, haciendo innecesaria su compra.

Sin embargo, estas expresiones fueron elaboradas en el año 2016, por lo que se deben emplear los coeficientes de la referencia [4] para actualizarlos hasta el año 2019, el año más reciente para el que se cuenta con esta información.

En cuanto al coste fijo anual, este depende de una serie de factores, como se puede ver en la siguiente expresión:

$$CFA = f_{amort} + f_{oym,fi} + f_{oym,var} + f_{comb} \quad (69)$$

Donde:

- f_{amort} , factor de amortización (\$/año).
- $f_{oym,fi}$, factor de operación y mantenimiento fijo (\$/año).
- $f_{oym,var}$, factor de operación y mantenimiento variable (\$/año).
- f_{comb} , factor de combustible (\$/año).

El factor de amortización se determina con la siguiente expresión:

$$f_{amort} = \frac{(i + (1 + i)^n)}{((1 + i)^n - 1)} \cdot IT \quad (70)$$

Donde:

- IT , inversión total (\$).
- i , tasa de interés.
- n , periodo de amortización (años).

La inversión total se puede determinar como un factor por el coste de adquisición de equipos total, siendo este de 6,32 para instalaciones de nueva construcción y 4,16 para modificaciones de instalaciones existentes [2].

El factor de operación y mantenimiento fijo es una función del número de puestos de trabajo, el salario de los operarios y técnicos y las horas de trabajo al año, mientras que el variable se puede considerar como un porcentaje del fijo según la bibliografía consultada [2].

$$f_{oym,fi} = n_p \cdot s \cdot N \quad (71)$$

Donde:

- n_p , número de puestos de trabajo.
- s , salario (\$/h).

El factor de operación y mantenimiento variable se puede determinar como un porcentaje del fijo, habitualmente un 10%, mientras que el factor de combustible se determina con la siguiente ecuación:

$$f_{comb} = \dot{m}_c \cdot PCI \cdot N \cdot c_c \quad (72)$$

Donde:

- c_c , coste de adquisición del combustible (\$/kWh).

4.4. Relaciones auxiliares

A pesar de haber determinado los costes fijos de los equipos, el sistema resultante del planteamiento de los balances Fuel-Producto sigue teniendo más incógnitas que ecuaciones, haciendo que sea necesario definir relaciones auxiliares que permitan resolverlo.

Estas relaciones auxiliares normalmente se basan en considerar que ciertos flujos tienen un coste despreciable frente al del combustible, que el coste del combustible es conocido y que para flujos que entran en un equipo, actuando como fuel, su salida tendrá el mismo coste que la entrada, pues el proceso por el que ha pasado no ha aumentado su valor. Teniendo en cuenta esto, se obtiene las siguientes expresiones para completar el sistema de ecuaciones:

$$c_1 = 0 \quad (73)$$

$$c_8 = c_c \quad (74)$$

$$c_4 = c_5 \quad (75)$$

$$c_5 = c_6 \quad (76)$$

$$c_6 = c_7 \quad (77)$$

$$c_{13} = 1 \quad (78)$$

$$c_{15} = 1 \quad (79)$$

$$c_{12} = c_9 \quad (80)$$

$$c_{11} = c_{10} \quad (81)$$

$$c_{18} = c_{21} \quad (82)$$

$$c_{19} = c_{21} \quad (83)$$

4.5. Cálculo del coste exergoeconómico unitario de los productos

Una vez formado el sistema de ecuaciones, este se puede resolver para obtener los costes exergoeconómicos unitarios y totales de cada flujo, dentro de los cuales se encuentran los costes de los productos. Sin embargo, en sistemas con más de un producto, como es el caso de los sistemas de cogeneración, resulta necesario calcular un único coste para todos los productos, el cual se define en la siguiente expresión:

$$c_p = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{B}_i \cdot c_i}{\sum \dot{B}_p} \quad (84)$$

Donde:

- \dot{B}_i , potencia exergética de cada producto del sistema por separado (kW)
- c_p , coste exergoeconómico unitario del producto total del sistema (\$/kWh).
- c_i , coste exergoeconómico unitario de cada producto del sistema por separado (\$/kWh).
- $\sum \dot{B}_p$, sumatorio de las potencias exergéticas de los productos del sistema (kW).

5. Comprobación de suministro de demanda pico de ACS

En este apartado se calcula, según la normativa vigente aplicable [7], el cálculo de la potencia térmica necesaria para ACS que cada módulo debería ser capaz de proporcionar para abastecer al hotel en la demanda de hora punta. La expresión para el cálculo de esta potencia es la siguiente:

$$\dot{P}_{DP} = [Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{acu} \cdot (T_{acu} - T_{AFCH}) \cdot F_{uso}] \cdot \frac{1,16}{\eta_{prdACS}} \quad (85)$$

Donde:

- \dot{P}_{DP} , potencia térmica necesaria para abastecer al hotel de ACS durante la hora de demanda pico (kW).
- Q_{punta} , demanda de ACS durante la hora de demanda punta (l).
- T_{ACS} , temperatura de suministro de ACS (°C).
- T_{AFCH} , temperatura del agua de red (°C).
- V_{acu} , volumen de acumulación (l).
- T_{acu} , temperatura de acumulación (°C).
- F_{uso} , factor de uso.
- η_{prdACS} , rendimiento del sistema de producción de ACS.

Se supone que el sistema cuenta con un volumen de acumulación capaz de suplir el 100 % de la demanda en la hora punta, para lo cual serían necesarios unos 6 de 6000 l, pues la demanda de hora punta se estima en un 50 % del consumo diario, lo que resulta en 35780 l. También se suponen un factor de uso de 0,76 y un rendimiento del sistema de 0,75 y se conoce que la temperatura de acumulación es 70 °C, la de suministro es de 60 °C y la de red es de 15 °C en el peor de los casos en la localidad en la que se encuentra el hotel.

Con todo esto en consideración, se obtiene una potencia necesaria de 177,1 kW, lo cual se encuentra considerablemente por debajo de lo que un módulo es capaz de proporcionar sumando el condensador del sistema de compresión y el recuperador de calor. Esto se debe en parte al hecho de que se ha dimensionado la instalación considerando caudales medios, suponiendo que el sistema de ACS debe funcionar de forma continua durante el día, cuando en realidad este funciona de forma intermitente para mantener un volumen de acumulación constante.

En cualquier caso, este sobredimensionado puede ser beneficioso en caso de que se quieran realizar ampliaciones en hotel, o de que se incluyan nuevas instalaciones como piscinas o spas que requieran de este recurso.

6. Comprobación de consideración de sistema de compresión como renovable

En este apartado se comprueba, según la normativa vigente aplicable [3], que los sistemas de compresión empleados pueden considerarse como fuentes renovables en lo que a la producción de ACS se refiere. De esta manera, se empieza por determinar el factor de rendimiento estacional, según la siguiente expresión.

$$SPF = COP \cdot FP \cdot FC \quad (86)$$

Donde:

- *SPF*, factor de rendimiento estacional.
- *COP*, coeficiente de eficiencia energética en modo calefacción.
- *FP*, factor de ponderación.
- *FC*, factor de corrección.

El COP de los sistemas de compresión es un dato conocido, en concreto, es de 4,9. El factor de ponderación para una bomba de calor hidrotérmica en Canarias es de 0,99, mientras que el factor de corrección para un COP medido a 45 °C y considerando una temperatura de condensación de 60 °C es de 0,71. Con estos datos se obtiene un SPF de 3,44, el cual se encuentra claramente por encima del mínimo de 2,5.

A continuación, se debe comprobar si estos sistemas de compresión pueden sustituir a un sistema de aporte solar de ACS. Primero se determinan el calor útil que proporcionan las bombas de calor, como se muestra en la siguiente expresión:

$$Q_{usable} = H_{HP} \cdot P_{rated} \quad (87)$$

Donde:

- *Q_{usable}*, calor útil proporcionado por la bomba de calor (kWh).

- H_{HP} , número anual de horas durante las que se supone que una bomba de calor debe suministrar calor a la potencia nominal para proporcionar el calor útil total (h).
- P_{rated} , potencia nominal de la bomba de calor (kW).

Considerando una fuente energética de la bomba de calor hidrotérmica, con un sistema agua-agua y el clima más cálido para Canarias se obtiene un total de 1340 horas, lo cual, junto con una potencia nominal conocida de los sistemas de compresión de 31,86 kW da como resultado un calor útil de 42,70 MWh.

Se calcula la energía renovable que producen cada uno de los sistemas de compresión con la siguiente expresión:

$$ERES = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) \quad (88)$$

Donde:

- $ERES$, energía renovable producida (kWh).

Se obtiene un total de 30,29 MWh. Esta producción debe compararse con la asociada al empleo de energía solar. Se calcula la demanda térmica asociada al 100 % de la demanda de ACS:

$$\dot{Q}_{ACS} = \dot{Q}_{diario} \cdot c_{e,a} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \quad (89)$$

Donde:

- \dot{Q}_{ACS} , demanda térmica de ACS (kWh).
- \dot{Q}_{diario} , demanda diaria de ACS (l/día).
- $c_{e,a}$, calor específico del agua (kWh/°Ckg).

Se obtiene un total de 1363,43 MWh/año. Para poder afirmar que la bomba de calor puede sustituir a un sistema de aporte solar, esta debe consumir una energía primaria inferior a la que

consumiría la caldera encargada de suministrar el 40 % restante de la demanda en un sistema con aporte solar, cantidad que se calcula a continuación:

$$E_{prim,cald} = \frac{0,4 \cdot \dot{Q}_{ACS} \cdot 1,19}{0,92} \quad (90)$$

Se obtiene un total de 705,43 MWh/año. Se calcula la asociada a las bombas de calor, según la siguiente expresión, en la cual sería necesario tener en cuenta un factor que contabiliza las pérdidas asociadas al transporte de la potencia eléctrica producida en las centrales térmicas, pero que en este caso desaparece debido a que las bombas de calor son alimentadas de forma se tiene lo siguiente:

$$E_{prima,BC} = \frac{\dot{Q}_{ACS}}{SPF} \quad (91)$$

De esta manera, se obtiene una energía primaria asociada a la operación de las bombas de calor de 396,35 MWh/año, alrededor de la mitad de la asociada a la operación de las calderas operando en un sistema con aportación de energía solar, por lo que se puede afirmar que las bombas de calor empleadas pueden sustituir a un sistema de aporte solar de ACS.

7. Bibliografía

- [1] M. J. Moran, y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Cuarta edición. USA: Reverté, 2004.
- [2] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. Moran, *Thermal design and optimization*. Primera edición. Canada: Wiley-Interscience, 1996.
- [3] *Código técnico de la edificación*, Documento Básico HE, 2019.
- [4] Chemical Engineering. Essentials for the CPI Professional [Online]. Disponible: [The Chemical Engineering Plant Cost Index - Chemical Engineering \(chemengonline.com\)](http://chemengonline.com)
- [5] T. Gholizadeh, M. Vajdi y H. Rostamzadeh, “A new biogas-fueled bi-evaporator electricity/cooling cogeneration system: Exergoeconomic optimization”, *ECM*, 196, 2019.
- [6] National Institute of Standards and Technology [Online]. Disponible: [National Institute of Standards and Technology | NIST](http://www.nist.gov)
- [7] *Guía técnica de agua caliente sanitaria*, Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, 2010.