

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE
INGENIEROS DE MINAS

PROYECTO FIN DE CARRERA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
QUÍMICA Y COMBUSTIBLES

ANÁLISIS EXERGÉTICO Y EVALUACIÓN
TERMOECONÓMICA DE UN CICLO
COMBINADO DE GENERACIÓN DE
ENERGÍA ELÉCTRICA

BORJA GONZÁLEZ DEL REGUERAL
GONZÁLEZ DEL CORRAL

FEBRERO 2003

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer de forma muy especial a Juan Manuel Azcue Álvarez por toda la ayuda y colaboración desinteresada recibida a lo largo de muchos años en todos los aspectos de mi vida.

A mi hermano, a mis padres y a mi familia toda su ayuda y colaboración, porque sin ellos este proyecto no hubiera sido posible.

Agradezco especialmente a José María Montes Villalón y a Enrique Querol Aragón, el interés y la colaboración prestada durante la realización de este proyecto así como su siempre buena disposición para ayudarme.

Agradecer a Julián Alonso Martínez todo su apoyo durante la carrera.

Agradezco a Juan Pedro Simón Arnanz todos los consejos, la colaboración y ayuda que siempre me ha prestado.

Agradecer a José Carlos Torres la posibilidad de realizar este proyecto gracias a la información dada por Duro Felguera y a José Blanco por la colaboración prestada durante la realización del mismo.

ÍNDICE

<i>RESUMEN</i>	<i>X</i>
<i>ABSTRACT</i>	<i>XI</i>
<i>SÍNTESIS</i>	<i>XII</i>

Documento nº 1: MEMORIA

<i>1 OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO</i>	<i>2</i>
<i>2 DESARROLLO DEL CICLO COMBINADO</i>	<i>3</i>
<i>3 SITUACIÓN ACTUAL EN ESPAÑA</i>	<i>4</i>
<i>4 PLANTAS DE CICLO COMBINADO</i>	<i>8</i>
4.1 Características de ciclos combinados.....	<i>8</i>
4.2 Configuraciones típicas de plantas de ciclo combinado	<i>9</i>
4.3 Combustibles empleados en ciclos combinados	<i>11</i>
4.4 Estudio medioambiental de una planta de ciclo combinado.....	<i>12</i>
4.5 Ventajas medioambientales del ciclo combinado	<i>13</i>
<i>5 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA OBJETO DE ESTUDIO</i>	<i>15</i>
5.1 Configuración de la planta	<i>15</i>
5.2 Descripción de los equipos de la central	<i>16</i>
5.2.1 Turbogrupos de gas.....	<i>16</i>
5.2.2 Caldera de recuperación	<i>19</i>
5.2.3 Turbogrupos de vapor	<i>20</i>
5.2.4 Condensador	<i>21</i>
<i>6 CICLOS TERMODINÁMICOS DE CADA GRUPO</i>	<i>22</i>
6.1 Ciclo del turbogrupos de gas.....	<i>22</i>
6.2 Ciclo del turbogrupos de vapor	<i>27</i>
6.3 Estudio termodinámico de un ciclo combinado	<i>29</i>
<i>7 ANÁLISIS EXERGÉTICO Y ESTUDIO TERMOECONÓMICO</i>	<i>30</i>
7.1 Introducción.....	<i>30</i>
7.2 Conceptos previos.....	<i>31</i>
7.2.1 Segundo principio de la termodinámica	<i>31</i>
7.2.2 Reversibilidad e irreversibilidad de los procesos	<i>32</i>
7.2.3 Rendimiento de Carnot.....	<i>33</i>
7.2.4 Entalpía y entropía.....	<i>33</i>

7.3 Exergía.....	36
7.3.1 Definición y tipos	36
7.3.2 Cálculo de exergías	36
7.3.3 Rendimiento exergético o rendimiento según el segundo principio	39
7.3.4 Consideraciones termodinámicas	39
7.4 Método de cálculo.....	40
7.4.1 Representación algebraica del sistema	40
7.4.2 Balances de masa, energía y exergía	41
7.4.3 El coste exergético.....	42
7.4.4 Evaluación termoeconómica	47
7.4.5 Conclusión.....	49
8 ANÁLISIS DE LOS EQUIPOS DE LA PLANTA.....	50
8.1 Datos de partida.....	50
8.1.1 Turbogrupos de gas.....	50
8.1.2 Caldera de recuperación	52
8.1.3 Turbogrupos de vapor	58
8.1.4 Condensador.....	60
8.2 Análisis exergético	61
8.2.1 Turbogrupos de gas.....	62
8.2.2 Circuitos de la caldera de recuperación.....	64
8.2.3 Caldera de recuperación	72
8.2.4 Turbogrupos de vapor	74
8.2.5 Condensador.....	76
8.3 Análisis de coste exergético.....	77
8.3.1 Introducción	77
8.3.2 Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo en cada equipo	78
8.3.3 Determinación del rendimiento y consumo exergético unitario	81
8.3.4 Conclusiones	88
8.3.5 Coste exergético de las corrientes	90
8.3.6 Conclusiones	100
9 EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA DE LA PLANTA.....	102
9.1 Introducción.....	102
9.2 Análisis exergético de la planta	103
9.2.1 Cálculo de entalpías y exergías de la planta	103
9.2.2 Balances de materia, energía y exergía de la planta	105
9.3 Costes de la planta.....	109
9.3.1 Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de las corrientes de la planta.....	109
9.3.2 Rendimientos energéticos y exergéticos de los equipos y de la planta.....	109
9.3.3 Determinación del coste exergético de las corrientes.....	110
9.3.4 Costes fijos	112
9.3.5 Balance termoeconómico de la planta	115
9.4 Factores exergoeconómicos de los equipos de la planta.....	121

9.4.1 Cálculo de los factores exergoeconómicos de los equipos	121
9.4.2 Interpretación de los factores obtenidos y posibles líneas de mejora	124
10 BIBLIOGRAFÍA.....	127
10.1 Libros.....	127
10.2 Páginas web de interés	127

Documento n° 2: ESTUDIO ECONÓMICO

1 COSTES DEL PROYECTO.....	128
1.1 Mediciones.....	128
1.2 Precios unitarios	128
1.3 Presupuesto	129

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Configuración 2x1.	10
Figura 2: Configuración de eje único.	10
Figura 3: Diagrama de flujo de la planta.	15
Figura 4: Turbina de gas de combustión interna.	16
Figura 5: Diagramas p-v, T-s y h-s del ciclo de Brayton.	23
Figura 6: Variación del rendimiento con la temperatura ambiente.	27
Figura 7: Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio.	28
Figura 8: Esquema de turbogruppo de gas.	50
Figura 9: Circuito de condensado.....	52
Figura 10: Circuito de baja presión.	54
Figura 11: Circuito de media presión.	55
Figura 12: Circuito de alta presión.	56
Figura 13: Turbogruppo de vapor.	58
Figura 14: Esquema del condensador.....	60
Figura 15: Esquema de la caldera de recuperación con el máximo nivel de agregación.	72
Figura 16: Esquema de la planta.	103
Figura 17: Diagrama de Sankey de la planta.	107
Figura 18: Diagrama de Grassmann de la planta.....	108

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Centrales con autorización administrativa previa 2002.	5
Tabla 2: Centrales con aprobación del proyecto en ejecución 2002	6
Tabla 3: Centrales con información pública realizada 2002.	6
Tabla 4: Centrales realizando el Estudio de Impacto Ambiental 2002.	7
Tabla 5: Caudales, presiones y temperaturas de los flujos del turbogruppo de gas.	51
Tabla 6: Potencias cedidas por al turbina y generador	51
Tabla 7: Composición de las corrientes gaseosas del grupo de gas.	52
Tabla 8: Datos de corrientes del circuito de alimentación.....	53
Tabla 9: Datos de corrientes del circuito de baja presión.....	54
Tabla 10: Datos de corrientes de circuito de media presión.....	55
Tabla 11: Datos de corrientes de circuito de alta presión.....	56
Tabla 12: Datos de corrientes del turbogruppo de vapor.	59
Tabla 13: Datos de corrientes del condensador	60
Tabla 14: Coste de los equipos e inversión realizada en la planta.	61
Tabla 15: Composición del ambiente estable de referencia.	61
Tabla 16: Entalpía y exergía de las corrientes del turbogruppo de gas.	62
Tabla 17: Matriz de incidencia del turbogruppo de gas	63
Tabla 18: Balances de masa y energía.....	63
Tabla 19: Vector diagnóstico y destrucción relativa de exergía.....	64
Tabla 20: Caudales, entalpías y exergías del circuito de condensado.	65
Tabla 21: Caudales, entalpías y exergías del circuito de baja presión.	65
Tabla 22: Caudales, entalpías y exergías de las corrientes del circuito de media presión.	66
Tabla 23: Caudales, entalpías y exergías de las corrientes del circuito de alta presión.	67

Tabla 24: Matriz de incidencia del circuito de condensado.	68
Tabla 25: Matriz de incidencia del circuito de baja presión.....	68
Tabla 26: Matriz de incidencia del circuito de media presión.....	68
Tabla 27: Matriz de incidencia del circuito de alta presión.....	69
Tabla 28: Balances de materia y energía del circuito de condensado	69
Tabla 29: Vector de diagnóstico y destrucción relativa de exergía.....	70
Tabla 30: Balance de materia, energía y vector de diagnóstico del circuito de baja presión.	70
Tabla 31: Balances de materia y energía del circuito de media presión.....	70
Tabla 32: Vector de diagnóstico y destrucción relativa por equipo en el circuito de media presión. ...	71
Tabla 33: Balances de materia y energía del circuito de alta presión.....	71
Tabla 34: Vector de diagnóstico y destrucción exergética relativa del circuito de alta presión.....	72
Tabla 35: Caudales, energías y exergías de las corrientes de la caldera de recuperación.	73
Tabla 36: Matriz de incidencia de la caldera de recuperación.	73
Tabla 37: Balances de materia y energía de la caldera de recuperación.	74
Tabla 38: Caudales, entalpías y exergías de las corrientes del turbogruppo de vapor.	74
Tabla 39: Matriz de incidencia del turbogruppo de vapor	75
Tabla 40: Balances de materia y energía del turbogruppo de vapor.	75
Tabla 41: Vector de diagnóstico y destrucción relativa de exergía en el turbogruppo de vapor.....	76
Tabla 42: Caudales, energía y exergías de las corrientes del condensador	76
Tabla 43: Matriz de incidencia del condensador.....	77
Tabla 44: Balances de materia, energía y exergía destruida por el condensador.	77
Tabla 45: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo por equipos del turbogruppo de gas.....	78
Tabla 46: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de condensado.	79
Tabla 47: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de baja presión.	79

Tabla 48: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de media presión.	79
Tabla 49: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de alta presión. .	80
Tabla 50: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de la caldera de recuperación.	80
Tabla 51: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del turbogruppo de vapor.	81
Tabla 52: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del condensador.	81
Tabla 53: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergética de los equipos del turbogruppo de gas.	82
Tabla 54: Consumos exergético unitarios de los equipos del turbogruppo de gas.	82
Tabla 55: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergético del circuito de condensado.	83
Tabla 56: Consumo exergético unitario de los equipos del circuito de condensado.	83
Tabla 57: Rendimiento energético, exergético, consumo exergético unitario y ratio de destrucción de exergía de los equipos del circuito de baja presión	84
Tabla 58: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergético de los equipos del circuito de media presión.	84
Tabla 59: Consumo exergético unitario de los equipos del circuito de media presión.	85
Tabla 60: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergética de los equipos del circuito de alta presión.	85
Tabla 61: Consumo exergético unitario de los equipos del circuito de alta presión.	86
Tabla 62: Rendimiento energético y exergético, ratio de destrucción de exergía y consumo exergético unitario de la caldera de recuperación.	86
Tabla 63: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergética de los equipos del turbogruppo de vapor.	87
Tabla 64: Consumo exergético unitario de los equipos del turbogruppo de vapor.	87
Tabla 65: Rendimiento energético, exergético, ratio de destrucción de exergía y consumo exergético unitario del condensador.	88
Tabla 66: Entradas y bifurcaciones del turbogruppo de gas.....	91

Tabla 67: Coste exergético y coste exergético unitario de cada corriente del turbogruppo de gas.	92
Tabla 68: Entradas y bifurcaciones del circuito de baja presión.	92
Tabla 69: Coste exergético y exergético unitario de cada corriente del circuito de condensado.	93
Tabla 70: Entradas, bifurcaciones y residuo del circuito de baja presión.	93
Tabla 71: Costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del circuito de baja presión.	94
Tabla 72: Entradas, bifurcaciones y residuos del circuito de media presión.	94
Tabla 73: Coste exergético y exergético unitario del circuito de media presión.	95
Tabla 74: Entradas, bifurcaciones y residuo del circuito de alta presión.	95
Tabla 75: Costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del circuito de alta presión.	96
Tabla 76: Entradas, bifurcaciones y residuos de la caldera de recuperación.	97
Tabla 77: Coste exergético de las corrientes del circuito dela caldera de recuperación.	97
Tabla 78: Entradas, bifurcaciones y residuo del turbogruppo de vapor.	98
Tabla 79: Costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del turbogruppo de vapor.	99
Tabla 80: Entradas y residuo del condensador.	99
Tabla 81: Coste exergético y exergético unitario de las corrientes del condensador.	100
Tabla 82: Caudales, entalpías y exergías de los caudales de la planta.	104
Tabla 83: Matriz de incidencia de la planta.	105
Tabla 84: Balances de materia y energía de la planta.	105
Tabla 85: Vector de diagnóstico y destrucción relativa de exergía de cada uno de los equipos de la planta.	106
Tabla 86: Clasificación de las corrientes en recurso producto residuo de las corrientes de la planta.	109
Tabla 87: Rendimiento energético, exergético, ratio de destrucción de exergía y consumo exergético unitario de los equipos de la planta.	109
Tabla 88: Recursos, bifurcaciones y residuos de la planta.	110
Tabla 89: Coste exergético y coste exergético unitario de las corrientes de la planta.	111
Tabla 90: Inversión total realizada en la planta en euros.	112

Tabla 91: Costes fijos de los equipos de la planta expresados en €/año.	113
Tabla 92: Costes fijos de los equipos de la planta expresados en €/s.....	114
Tabla 93: Vector de coste fijo de la planta.	114
Tabla 94: Vector de costes termoeconómicos imputados.	116
Tabla 95: Costes termoeconómicos de las corrientes.....	117
Tabla 96: Coste termoeconómico y exergoeconómico unitario total en c€/MJ y c€/kWh.....	118
Tabla 97: Costes termoeconómicos variables, totales e influencia de los variables en los totales.....	119
Tabla 98: Costes termoeconómicos y exergoeconómicos unitarios variables.	120
Tabla 99: Costes económicos unitarios de los equipos.	121
Tabla 100: Sobrecostes relativos de los equipos de la planta.....	122
Tabla 101: Término del sobrecoste de los equipos de la planta.	123
Tabla 102: Desglose por pérdidas y destrucción de exergía a la contribución termodinámica al sobrecoste.	123
Tabla 103: Factores exergoeconómicos de los equipos de la planta.	124
Tabla 104: Equipos ordenados por términos de sobrecoste decreciente.	124

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza un análisis exergético y una evaluación termoeconómica de una planta de generación de energía eléctrica de ciclo combinado. La planta está formada por dos turbinas de gas, con sus correspondientes alternadores acoplados a sus ejes, un generador de vapor que aprovecha los gases de escape de las turbinas de gas y una turbina de vapor de dos etapas que a su vez, mueve un alternador. La potencia total generada es de 219 MW de los cuales 148 MW se generan en los turbogrupos de gas y el resto en el turbogenerador de vapor.

Para la realización del análisis exergético de la planta se ha calculado la energía y exergía de cada una de las corrientes de la misma y los correspondientes balances de dichas magnitudes, así como el de masa, en cada uno de los equipos que forman la planta. Por último se ha realizado un balance global de dichas magnitudes.

Para la realización de la evaluación termoeconómica de la planta se definen las distintas variables necesarias así como los métodos y caminos seguidos para el cálculo de las mismas. Esta evaluación, esta basada en la aplicación de criterios termodinámicos y económicos de forma conjunta, y conectados a través del segundo principio.

Mediante la aplicación de este novedoso método de evaluación, y a partir de los resultados obtenidos es posible abordar unas posibles líneas de actuación encaminadas a mejorar la eficiencia y reducir los costes de la planta. Esta evaluación termoeconómica realiza una aplicación combinada de la termodinámica y de la economía para llegar a resultados que no se podrían obtener mediante un empleo separado de dichos análisis. Hay que destacar que la información que se obtiene, es fundamental tanto para la explotación, como para el diseño y optimización de sistemas con el objeto de minimizar los costes.

ABSTRACT

In the present work an exergetic analysis and a thermoeconomic evaluation of a combined cycle electric power plant has been done. This plant has been equipped with two gas turbines, and their corresponding power generators coupled to their axes. Heat recovery steam generators make use of these gases to produce steam. This steam is feed to a double stage steam turbine, which drives also a power generator. This plant produces 219 MW; 148 MW are generated with the gas group and the steam group produces the balance.

For the exergetic analysis of the plant, mass, energy and exergy of each flow has been computed. Balances for these magnitudes have also been obtained. Lastly a global balance of these magnitudes has been done.

In order to do a thermoeconomic analysis of the plant, the necessary variables and methods have been defined. This evaluation, is based on the combined use of thermodynamics and economics which may be used together through the Second Law.

Results obtained with this novel evaluation method can be used as guide lines in order to improve efficiency and reduce plant costs. These results cannot be obtained if thermodynamics and economics are not used all together. The information given by this evaluation method is fundamental for exploitation, design and optimisation of any system in order to minimize its costs.

SÍNTESIS

Dentro de los planes de desarrollo energético de los países, existe una tendencia hacia la implantación de plantas de generación de energía eléctrica de muy alta eficiencia. Prescindiendo de las plantas de energías renovables, la inversión privada, apuesta por plantas de generación de energía eléctrica de ciclo combinado. Por otra parte, dentro del borrador del plan energético nacional del año 2002 para la próxima década, que contempla alcanzar una potencia instalada de 79000 MW frente a los 37000 MW actuales, la práctica totalidad de los nuevos proyectos serán centrales de ciclo combinado.

Las principales razones de esta tendencia son, por un lado, ventajas medioambientales debidas a la reducción de emisiones que producen y por otro lado, su elevada eficiencia, lo que se traduce en un mejor aprovechamiento energético de los combustibles fósiles utilizados. Además este tipo de centrales requieren plantillas reducidas tanto para su operación como para su mantenimiento. Otro factor importante a favor de estas centrales es su corto tiempo de construcción, de dos a tres años frente a los cuatro o cinco años de las centrales térmicas convencionales. A estas ventajas se une la tendencia existente, a medio y largo plazo, hacia la descentralización de la producción de energía eléctrica. Las plantas de ciclo combinado, rondan los 800 ó 1000 MW como máximo, siendo las más frecuentes las que generan del orden de 400 a 500 MW.

El plan energético nacional apuesta por un parque de generación en el que los costes variables primen sobre los fijos. Este es el caso típico de las centrales de ciclo combinado cuyos costes de instalación son insignificantes comparados con las grandes inversiones que ha habido que realizar anteriormente como es el caso de las centrales nucleares de los años setenta. Las compañías eléctricas aligerarán por primera vez el peso de sus grandes inversiones históricas, que se ha presentado como la causa de los grandes desequilibrios del sector.

En el presente proyecto, se distinguen seis partes fundamentales:

La primera parte aborda la situación actual del ciclo combinado, tanto desde un punto de vista de su evolución tecnológica como de su situación tanto actual como futura en lo que a su implantación en España se refiere.

Se hace un breve resumen de la evolución de las centrales de ciclo combinado desde sus comienzos en los años sesenta hasta nuestros días. Se citan tanto las principales razones que justifican el uso de estas plantas, así como la evolución que ha sufrido el diseño de estas plantas.

En el momento actual, España va con retraso, con respecto a Europa, en lo que a la implantación de este tipo de plantas se refiere, de ahí que dentro del borrador del plan energético nacional, se pueda observar que una gran parte de la inversión propuesta se dirija a la construcción de este tipo de plantas. Por último, se muestran los proyectos de ampliación que las principales compañías eléctricas tienen de sus parques de generación.

Una vez presentada la situación del ciclo combinado en la actualidad, en la segunda parte de este proyecto, se exponen las posibles configuraciones que pueden adoptar las centrales de ciclo

combinado para la generación de energía eléctrica. Se describen también los distintos tipos de combustibles que se pueden emplear en estas centrales con el fin de observar su versatilidad y la posibilidad de transformar antiguas plantas térmicas de generación de energía eléctrica en modernas plantas de ciclo combinado. Aunque este tipo de plantas, presenta un respeto al medioambiente, difícilmente alcanzable por las antiguas plantas térmicas de generación, se indican los principales puntos a considerar desde el punto de vista medioambiental.

La tercera parte de este proyecto, comienza con una descripción de la configuración de la planta objeto de estudio. Posteriormente, se realiza una descripción, alcanzando la profundidad necesaria para el posterior desarrollo del proyecto, de los equipos que la componen. Se describe con mayor profundidad el turbogrupo de gas, por lo que en cuanto a su novedad tecnológica se refiere. Concluye esta parte con la descripción de los ciclos termodinámicos de los equipos que componen este tipo de plantas de generación de energía eléctrica.

La cuarta parte de este proyecto aborda de forma teórica el análisis exergético y la evaluación termoeconómica que se va a realizar. En esta parte se exponen, los diferentes conceptos que se van a utilizar, así como los métodos de cálculo necesarios para la realización de este proyecto. Esta parte, esta justificada al ser este método de evaluación, un método no sólo novedoso sino, que proporciona resultados y conclusiones que de otra forma no se hubiesen podido obtener.

En la quinta parte del proyecto se aborda el análisis exergético detallado de cada uno de los equipos que forman la planta, con el fin de conocer dónde se producen las mayores ineficiencias dentro de cada constituyente de la planta. Este análisis pormenorizado de los equipos, presenta una doble ventaja, por un lado el conocimiento de las principales ineficiencias de la planta y por otro, los posibles puntos de mejora que el fabricante podría realizar en sus equipos.

La sexta parte de este proyecto aborda la evaluación termoeconómica de la planta. Para ello, se abandona el nivel de agregación utilizado anteriormente y se aumenta. Este aumento en el nivel de agregación se realiza con el fin de que las conclusiones obtenidas de esta evaluación sean aplicables a los equipos que componen la planta. Se estudia también la planta al máximo nivel de agregación con el fin de obtener no sólo su eficiencia en lo que a la generación de energía eléctrica se refiere, sino para obtener conclusiones referentes a la planta en su totalidad, considerada como un único sistema.

Esta evaluación, se divide en tres partes, comienza con un análisis exergético de la planta, con el fin de realizar un diagnóstico en lo que a destrucción de exergía se refiere. Se obtienen así mismo, las eficiencias de cada equipo y de la planta, con el fin de conocer los puntos débiles de la misma. Se comparan la eficiencia energética con la eficiencia exergética con el fin de poner de manifiesto las carencias que provoca realizar únicamente un análisis energético de la misma.

Con los resultados obtenidos en este análisis, se determinan los costes de las corrientes de la planta, con el fin de realizar un balance termoeconómico de la misma en los dos niveles de agregación considerados. Este balance, permite determinar, no sólo el equipo en el cual se producen las verdaderas ineficiencias sino, la influencia que tienen los costes variables de cada corriente en los costes totales de las corrientes y por lo tanto del producto final obtenido, energía eléctrica. Este

estudio, muestra una serie de costes que aparecen ocultos en cualquier estudio exclusivamente económico de la planta.

La última parte de esta evaluación, sirve para conocer la contribución de los costes fijos, al sobrecoste total de los equipos. Esta contribución se determina mediante el factor exergoeconómico. Con este factor, se determina que equipo es el que más contribuye al sobrecoste total de la planta, así como la prioridad en la línea de actuación necesaria, con el fin de reducir los costes de la misma. El significado de este factor no acaba aquí, ya que proporciona posibles líneas de mejora de la eficiencia de la planta y por tanto una reducción de costes de la misma.

Mediante la obtención de este factor y el análisis detallado de los distintos subsistemas que forman el equipo, se sugieren posibles líneas de mejora para los fabricantes de estos equipos. Al determinar en que puntos del equipo se produce la mayor destrucción exergética, y el conocimiento de la influencia que los costes fijos tienen en el sobrecoste del equipo, se posee una información necesaria para abordar posibles líneas de mejora.

A lo largo del desarrollo del proyecto, se muestra la utilidad que los análisis tanto exergéticos como termoeconómicos presentan para el estudio tanto de la rentabilidad de una instalación como para abordar posibles líneas de mejora. Los datos que suministra este tipo de análisis no es posible obtenerlos con un simple análisis energético de la instalación.

La valiosa información suministrada por este tipo de análisis hará que cada día se tengan más en cuenta en el diseño, explotación y proyecto de cualquier tipo de plantas, pues su utilidad no queda limitada al caso específico de plantas de generación de energía.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE
INGENIEROS DE MINAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
QUÍMICA Y COMBUSTIBLES

ANÁLISIS EXERGÉTICO Y EVALUACIÓN
TERMOECONÓMICA DE UN CICLO
COMBINADO DE GENERACIÓN DE
ENERGÍA ELÉCTRICA

DOCUMENTO N° 1: MEMORIA

BORJA GONZÁLEZ DEL REGUERAL
GONZÁLEZ DEL CORRAL

FEBRERO 2003

1 OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO

El objetivo de este proyecto es la evaluación termoeconómica de una central de ciclo combinado para la producción de energía eléctrica. Con ayuda de este análisis, se propondrán posibles vías de mejora con el fin de aumentar la eficiencia de la misma y por lo tanto reducir los costes.

El análisis termoeconómico permite determinar rigurosamente el coste del producto generado por la central a partir de la utilización conjunta de conceptos y criterios económicos y termodinámicos. Para ello, se analizará el proceso de formación de costes en esta central y se identificarán los principales factores implicados y como su peso relativo, en la estructura de costes.

Esta evaluación comenzará con la realización de un análisis exergético de la planta. Dicho análisis va precedido por los balances de masa, energía de todos los equipos de la planta. Mediante el análisis exergético se investigan estos equipos con gran detalle a fin de conocer donde se producen las mayores destrucciones exergéticas dentro de cada uno. Posteriormente se calculará el coste exergético de cada corriente con el fin de conocer que parte de cada equipo sería susceptible de mejorar o en cuál sería más necesaria la mejora, desde el punto de vista termodinámico.

Una vez estudiados todos los equipos de manera independiente, se realizará el análisis exergético de la planta con un nivel de agregación mayor, dictado por la estructura económica de la planta, determinada por el desglose de la inversión realizada en los equipos.

Posteriormente se realizará un balance termoeconómico de la central al mismo nivel de agregación citado. Tras determinar los costes exergoeconómicos unitarios, se llegará a la obtención de un factor exergoeconómico para cada equipo y otro para la planta. El valor de este factor exergoeconómico será de utilidad a la hora de identificar la contribución relativa de los costes fijos al sobrecoste total originado debido a la destrucción exergética del equipo anteriormente analizada.

Por último y gracias a la determinación de este factor se estudiarán las posibles vías de mejora anteriormente citadas, sobre una base teórica económica y termodinámica coherente y rigurosa.

El tratamiento conjunto (termodinámico y económico) permite llegar a resultados, en cuanto a la estructura de costes y el papel que cada equipo juega en los mismos. Esto permitiría con los datos obtenidos plantear planes de optimización. La conjunción de la aplicación de los métodos de análisis termoeconómico junto con los avances tecnológicos representa un camino muy importante en el campo de la transformación de energía.

2 DESARROLLO DEL CICLO COMBINADO

La primera aplicación de los ciclos combinados se produce en los años sesenta, aunque entonces no eran todavía muy utilizados, debido a que los rendimientos de las turbinas de gas estaban por debajo del 25 % y en consecuencia, el rendimiento del ciclo combinado no alcanzaba el valor del 40 %, que ya se conseguía en otras instalaciones.

Esta situación cambió radicalmente en los años setenta debido a las notables mejoras en el rendimiento de las turbinas de gas como consecuencia del rápido aumento del precio del combustible, que condujo a la obtención de rendimientos en torno al 40 % en este tipo de centrales, empezando así a ser superiores al de las centrales térmicas convencionales.

La mayor parte de las centrales de ciclo combinado instaladas durante los años ochenta tienen rendimientos netos comprendidos entre el 40 y el 50 %. Las potencias de estas plantas están comprendidas entre los 60 y 600 MW e incluso empiezan a utilizarse, durante estos años, instalaciones compuestas por varias unidades que permitían alcanzar potencias de hasta 2000 MW.

En la actualidad las plantas de ciclo combinado, rondan los 800 ó 1000 MW como máximo, siendo las más frecuentes las que generan del orden de 400 a 500 MW. Se ha producido un aumento en el rendimiento que presentan estas plantas, al haberse producido una mejora en la tecnología utilizada. Las turbinas de gas, durante los últimos año han experimentado una gran evolución tecnológica.

3 SITUACIÓN ACTUAL EN ESPAÑA

En los últimos treinta años se ha desarrollado rápidamente el empleo de turbinas de gas tanto para garantizar las demandas de energía en los picos, como para su uso en ciclos combinados. Todo ciclo combinado tiene como finalidad la utilización del alto contenido energético residual de los gases de escape de la turbina de gas para producir electricidad en una turbina de vapor aumentando, por lo tanto la eficacia del sistema con la consiguiente reducción del consumo específico de combustible y una disminución del impacto ambiental.

Por todo esto el gobierno, dentro del borrador de planificación energética 2002-2011, prevé una inversión de 10800 millones de euros destinados a plantas de ciclo combinado. Hasta 2010 se prevé la entrada en servicio de un mínimo de 13500 MW de potencia generados en centrales de ciclo combinado de los cuales 2800 MW habrían entrado en servicio en el año 2002.

En la actualidad, en el ámbito nacional se han presentado más de cuarenta proyectos de construcción de plantas de ciclo combinado, que de realizarse supondrían una potencia instalada de 32000 MW. La inversión privada entre las compañías que apuestan por esta forma de generación de energía, se reparte de la siguiente manera:

- Endesa: que anunció en el año 2002 la puesta en marcha de cinco nuevas centrales de ciclo combinado para el periodo 2001-2004. Cuatro de ellas en fase de construcción con un total de 1423 MW. Estas centrales son: Besós (Barcelona), San Roque (Cádiz), Tarragona y Son Reus (Baleares). La quinta central, de reciente aprobación, se encuentra localizada en Huelva con 400 nuevos megavatios. Todo esto supone por parte de esta compañía 1823 MW.
- Gas Natural: con dos proyectos de generación eléctrica en construcción, 400 MW en San Roque (Cádiz) y 400 MW en Sant Adrià de Besós.

Los proyectos de ciclo combinado de Arrúbal (La Rioja) y Plana de Vent (Tarragona) continúan en fase de autorización de las correspondientes licencias y de adjudicación de construcción.

El objetivo de este grupo es disponer en el horizonte del año 2005 de una potencia instalada de 4400 MW en ciclos combinados.

- Iberdrola: En el año 2000 inició el plan de construcción de ciclos combinados que añadiría 2800 MW de potencia a su parque de generación y aportará en el 2005 una producción equivalente al 50 % de su generación actual en España.

A lo largo del 2000 comenzó la construcción de la central de ciclo combinado de Castellón con 800 MW y se firmó el contrato de construcción con Acs y General Electric para la construcción del ciclo combinado de Castejón, Navarra con 400 MW. La entrada en funcionamiento de ambas instalaciones están previstas para Septiembre 2002 y Marzo 2003 respectivamente.

Iberdrola con participación de capital alemán, construirá en Tarragona una planta de ciclo combinado de 400 MW.

- Unión Fenosa: ha puesto en marcha un proyecto inversor en grupos de generación de ciclo combinado para la etapa 2002-2005, que aumentará en un 50 % la potencia instalada por parte de la empresa.

Esta empresa, ha formalizado ya el primer paso de este programa, mediante la adjudicación a los grupos Siemens y General Electric del suministro de los equipos principales de seis grupos de ciclo combinado, lo que supone una potencia de 2400 MW.

En la actualidad Fenosa cuenta con nueve emplazamientos para el desarrollo de sus centrales de ciclo combinado, que podrían entrar en funcionamiento en el periodo 2003-2006. Para este último año prevé tener 2800 MW en operación.

- Otras empresas: otros proyectos que cuentan con autorización previa son liderados por Hidrocantábrico en Castejón con 400 MW, en Bahía de Bizkaia Energía en Amorebieta con 800 MW.

En la tabla uno, aparecen las centrales de ciclo combinado cuyo proyecto estaba en fase de aprobación durante el 2002.

Tabla 1: Centrales con autorización administrativa previa 2002.

Central	Empresa Propietaria	Potencia	Provincia	Autorización
San Roque	Gas Natural y Endesa	800 MW	Cádiz	Enero 2000
Castejón	Iberdrola	400 MW	Navarra	Mayo 2000
Castejón	Hidrocantábrico	400 MW	Navarra	Mayo 2000
Arcos de la Frontera	Enron	1200 MW	Cádiz	Julio 2000
Cartagena	Aes	1200 MW	Murcia	Diciembre 2000
Bilbao	Bahía de Bizkaia Electricidad	800 MW	Vizcaya	Enero 2001
Besós	Gas Natural y Endesa	800 MW	Barcelona	Abril 2001
Cartagena	Iberdrola	800 MW	Murcia	Abril 2001
Amorebieta	Bizkaia Energía	800 MW	Vizcaya	Mayo 2001
Algeciras	Nueva Generación del Sur	730 MW	Cádiz	Junio 2001
	Total	7930 MW		

FUENTE: Ministerio de Economía

En la tabla dos se muestran la central de ciclo combinado cuyo proyecto estaba en fase de aprobación durante el 2002

Tabla 2: Centrales con aprobación del proyecto en ejecución 2002

Central	Empresa Propietaria	Potencia	Provincia	Autorización
Castellón	Iberdrola	800 MW	Castellón	Noviembre 2001

FUENTE: Ministerio de Economía

En la tabla tres aparecen los proyectos de centrales de ciclo combinado que realizaron la información pública durante el 2002.

Tabla 3: Centrales con información pública realizada 2002.

Central	Empresa Propietaria	Potencia	Provincia
Santurce	Iberdrola	400 MW	Vizcaya
Cádiz	Endesa	400 MW	Cádiz
Arcos de la Frontera	Unión FENOSA	800 MW	Cádiz
Arcos de la Frontera	Abengoa y Pseg	400 MW	Cádiz
Sevilla	Endesa	390 MW	Sevilla
Cartagena	Repsol y BP Amoco	1200 MW	Murcia
Teruel	Entergy	800 MW	Teruel
Tarragona	Enrón	1600 MW	Tarragona
Aceca	Unión Fenosa y Iberdrola	800 MW	Toledo
Huelva	Unión Fenosa	800 MW	Huelva
El Gorguel	Odgen Energy Yoomw	400 MW	Murcia
Tarragona	Endesa	420 MW	Tarragona
Tarragona	Iberdrola y RWE	400 MW	Tarragona
Zaragoza	Unión Fenosa	800 MW	Zaragoza
Sástago	Edison	400 MW	Zaragoza
Valencia	Intergen	1200 MW	Valencia
Sabón	Unión Fenosa	800 MW	A Coruña
	Total	12010 MW	

FUENTE: Ministerio de Economía

En la tabla cuatro los proyectos de centrales de ciclo combinado que durante el 2002 estaban realizando el estudio de impacto ambiental.

Tabla 4: Centrales realizando el Estudio de Impacto Ambiental 2002.

Central	Empresa Propietaria	Potencia	Provincia
Bilbao	Petronor	800 MW	Vizcaya
Narcea	Unión Fenosa	400 MW	Asturias
La Robla	Unión Fenosa	800 MW	León
Tordesillas	Enrón	800 MW	Valladolid
Sagunto	Unión Fenosa	1200 MW	Valencia
Morata de Tajuña	Entergy	1200 MW	Madrid
Huelva II	Unión Fenosa	1200 MW	Huelva
Sagunto II	Unión Fenosa	1200 MW	Valencia
Anubal	Gas Natural S.D.G	800 MW	La Rioja
La Plana de Vent	Gas Natural S.D.G	800 MW	Tarragona
Cristóbal Colón	Endesa	420 MW	Huelva
Huelva II	Energía y Gas de Huelva	800 MW	Huelva
Torrelavega	Gaelgese	770 MW	Cantabria
	Total	11190 MW	

FUENTE: Ministerio de Economía

4 PLANTAS DE CICLO COMBINADO

4.1 Características de ciclos combinados

Por ciclo combinado se entiende la combinación de turbina de gas, caldera de recuperación y turbina de vapor. Con este esquema básico, la energía térmica de los gases de escape de la turbina de gas es aprovechada en la caldera de recuperación para la generación de vapor que es conducido a la turbina de vapor.

La idea fundamental del ciclo combinado radica en el hecho de que la turbina de gas expulsa gases de alto contenido energético. Esta energía es utilizada en el ciclo de vapor. Con este aprovechamiento de la energía térmica residual del ciclo de gas, se consigue una mayor utilización de la energía puesta en juego y en definitiva un aumento del rendimiento térmico global. Esto supone un uso más racional de la energía, alcanzando eficiencias energéticas superiores a las de las centrales térmicas clásicas.

Con los avances tecnológicos producidos en las turbinas de gas, es posible trabajar a temperaturas más elevadas, y por consiguiente se ha ido aumentando también la energía disponible en los gases de escape, justificándose aún más el aprovechamiento energético.

Los fluidos de trabajo más comúnmente empleados en los ciclos combinados son aire y vapor. Otros fluidos de trabajo, fluidos orgánicos, vapor de potasio, vapor de mercurio, y otros, han sido aplicados a escala limitada. Los sistemas de ciclo combinado que emplean vapor y aire presentan las siguientes ventajas:

- Alta eficiencia térmica a través de la aplicación de dos ciclos termodinámicos complementarios que se explicarán posteriormente.
- Una cesión de calor por parte de la turbina de gas que puede ser utilizada de una forma simple y eficiente.
- Fluidos de trabajo agua y aire de fácil disponibilidad, baratos, y no tóxicos.

Estos sistemas de ciclo combinado son altamente flexibles. Entre sus principales características cabe destacar:

- **La eficiencia térmica** del ciclo combinado es más alta que la de cualquier otro sistema de generación de potencia convencional.
- **Bajo coste de instalación:** El equipamiento de un ciclo combinado está prediseñado y empaquetado en fábrica para minimizar los costes y el tiempo de instalación. Todo el equipamiento principal (turbina de gas, caldera de recuperación), y turbina de vapor es llevado a la planta como componentes ensamblados y probados. Esto reduce enormemente los costes de instalación de la planta. El coste del equipamiento del ciclo combinado sin embargo es mayor que en plantas convencionales de vapor debido al ensamblaje previo de los equipos. No

obstante, los costes de instalación en una planta de ciclo combinado son significativamente menores, como resultado del reducido ciclo de instalación.

- **Flexibilidad de combustible:** Las plantas de ciclo combinado operan eficientemente quemando una amplia gama de combustibles, pasando desde el limpio gas natural y combustibles destilados del petróleo hasta crudos con cenizas y residuos de petróleo. La operación con combustible gas derivado del carbón se ha aplicado en sistemas de ciclo combinado de muchos tamaños.
- **Ciclo de carga flexible:** Los sistemas de ciclo combinado proporcionan flexibilidad en la operación en carga base y para carga media con arranque diario, las turbinas de gas en configuración de ciclo combinado multieje se pueden arrancar rápidamente. Las plantas de ciclo combinado también proporcionan operación eficiente a carga parcial, particularmente en los sistemas de ciclo combinado de múltiples turbinas de gas.
- **Tiempo de Instalación corto:** Las plantas de ciclo combinado pueden ser instaladas y entrar en operación en menos tiempo que las plantas convencionales de vapor. Esto se debe básicamente al empaquetamiento de los principales componentes en la fábrica. La instalación en fases de la planta, cuando las turbinas de gas están instaladas y operan en ciclo simple durante la instalación del equipamiento del ciclo vapor, permite a los usuarios generar potencia y comenzar a ingresar a partir del primer año después de la fecha de encargo.
- **Alta disponibilidad y fiabilidad:** La alta fiabilidad de operación es el resultado del desarrollo del diseño evolutivo que mejora partes y componentes, y programas de calidad de fabricación. La alta disponibilidad se consigue a través del desarrollo de la operación completa y de las prácticas de mantenimiento, que recaen principalmente en el usuario. La experiencia del fabricante y las recomendaciones también contribuyen a una alta disponibilidad.
- **Bajos costes de operación y de mantenimiento.**
- **Alta eficiencia con pequeños incrementos de capacidad:** Las turbinas de gas se fabrican y diseñan en tamaños discretos. Esto permite una instalación escalonada de las mismas.

4.2 Configuraciones típicas de plantas de ciclo combinado

El ciclo combinado sin combustión adicional es el ciclo combinado típico, utilizado habitualmente en las centrales de ciclo combinado de gas natural o combustibles líquidos y es el sistema de generación de energía eléctrica que permite obtener mayores rendimientos de transformación a partir de esos combustibles. Su utilización se ha extendido considerablemente en los últimos años en todo el mundo, especialmente en las zonas con abundante disponibilidad y garantía de suministro de combustible. Esto se debe fundamentalmente a sus características de bajo coste específico de instalación, alto rendimiento, bajas emisiones y posibilidad de instalación escalonada.

La potencia nominal de las unidades de ciclo combinado depende básicamente de la potencia nominal de las turbinas de gas utilizadas y del número de turbinas de gas acopladas a un solo ciclo de vapor,

práctica habitual que tiene la ventaja de aumentar el tamaño del turbogrupos de vapor, mejorando su rendimiento y por tanto el del ciclo combinado.

Hasta ahora la configuración más habitual era la de 2x1 o 3x1, en el que las turbinas e gas, se encontraban en paralelo con la de vapor. La configuración 2x1 aparece en la figura 1, siendo la configuración de 3x1 igual pero con tres turbinas de gas.

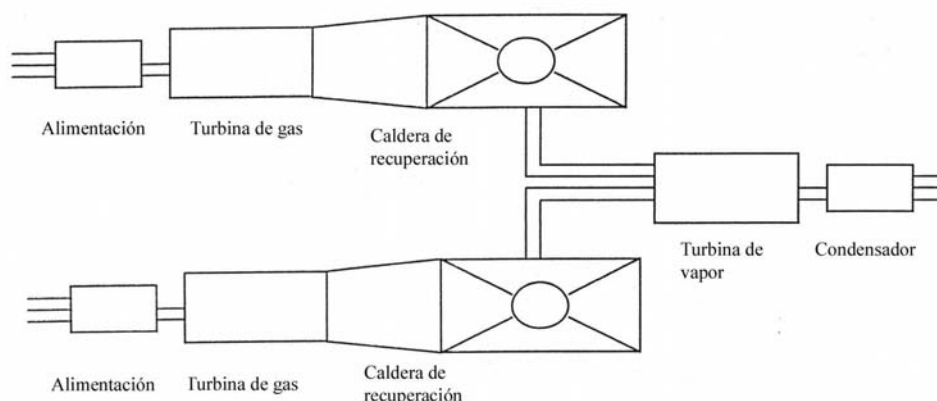


Figura 1: Configuración 2x1.

Cuando por razones operativas o de modulación del diseño, se proyectan ciclos combinados de una sola turbina de gas, solución cada vez más habitual al aumentar la potencia máxima de las turbinas de gas, puede recurrirse a la instalación de ambas turbinas en un solo árbol, con un solo generador, mejorando notablemente el rendimiento de transformación de energía mecánica en energía eléctrica. Esta configuración aparece en la figura 2.

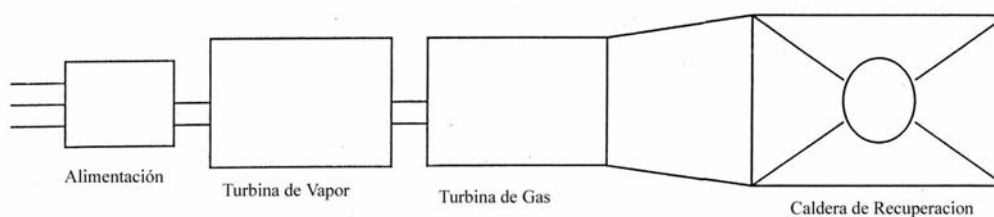


Figura 2: Configuración de eje único.

La principal ventaja que presenta esta forma de configuración respecto a la de 2x1, es que a igual potencia y rendimiento de la planta, la ocupación de terreno es menor, lo que supone una menor inversión en obra civil. Por otro lado el control de la planta es más sencillo y presenta un coste total menor que en el otro caso. Esta configuración de eje único, tiene una mayor disponibilidad.

La potencia nominal máxima de las unidades de ciclo combinado con una sola turbina de gas ha ido aumentando paralelamente al desarrollo de turbinas de gas de mayor potencia, alcanzando, con los últimos diseños los 365 MW y hasta 480 MW. Los diseños más habituales incluyen solo dos o tres turbinas de gas.

El rendimiento de los ciclos combinados está fuertemente condicionado por el rendimiento de las turbinas de gas y por el contenido exergético de los gases de escape, que limita las posibilidades de generación de energía eléctrica adicional con el ciclo de vapor. Este aumento en el rendimiento es debido a una mayor adaptación de la curva de absorción a la cesión de gases, minimizando las pérdidas exergéticas por transmisión de calor.

La selección de los ciclos de vapor para la generación de energía eléctrica depende de la potencia de la instalación, del régimen de explotación previsto y de condicionantes económicos. En la actualidad el esquema de alimentación a la turbina de vapor de dos presiones sigue siendo el más frecuente. Se empiezan a utilizar esquemas de alimentación de tres presiones para las turbinas de vapor más modernas, estos incluyen un recalentamiento a presión intermedia del flujo de vapor. Los parámetros máximos de vapor utilizados son 100 bar y 540 °C.

El rendimiento de estas centrales, con ciclo de vapor de tres presiones y recalentamiento, es del orden del 52 % en condiciones ISO, referido a potencia en bornes del alternador y al poder calorífico inferior del combustible.

4.3 Combustibles empleados en ciclos combinados

Aún siendo el gas natural el combustible más utilizado para centrales de estas características en España, existen otros combustibles alternativos. Estos combustibles alternativos, permiten entre otras cosas adaptar antiguas centrales térmicas a modernos ciclos combinados.

Entre los combustibles líquidos más empleados en plantas de estas características, se encuentran:

- Naftas.
- Keroseno.
- Destilados del petróleo.
- Crudo de petróleo.
- Gas oil.
- Aceites residuales.
- Combustibles de reacciones varias.

Los combustibles alternativos más usados en estas plantas son los destilados del petróleo.

Los combustibles líquidos requieren un tratamiento especial para garantizar la seguridad o minimizar la erosión o corrosión de los componentes de la turbina. Este tratamiento consiste en:

- Todos los aceites tanto los crudos como los residuales requieren un calentamiento para reducir su viscosidad.
- Estos combustibles no pueden ser inyectados directamente. Antes de entrar en la turbina de gas han de recorrer un circuito de suministro.

4.4 Estudio medioambiental de una planta de ciclo combinado

Los puntos básicos que ha de mencionar un estudio medioambiental de este tipo de plantas, atendiendo a todos los impactos que esta puede producir en el ambiente circundante son los siguientes:

- La justificación del proyecto sobre la base de la necesidad de energía eléctrica en la zona donde quiere implantarse, atendiendo a la obligación por ley de instalar las centrales generadoras de energía cerca de los lugares de consumo.
- Considerar un radio de acción suficiente, atendiendo a la importancia biológica de algunas de las zonas naturales que rodean el emplazamiento.
- Una encuesta de percepción y valoración del proyecto por los ciudadanos de la zona, tanto del mismo municipio donde pretende ubicarse el proyecto como de los municipios vecinos, con la finalidad de conocer el grado de aceptación de la Central. Estas encuestas han de incluirse obligatoriamente para realizar una evaluación de impacto ambiental con un grado de validez aceptable, y hay que tener en cuenta que, una percepción social negativa del mismo puede ser motivo suficiente para efectuar una evaluación de impacto ambiental severa o crítica, y por lo tanto rechazar el proyecto.
- Considerar los efectos de las emisiones así como el impacto visual de la central causa sobre las personas que habitan en forma de residencia principal. También deberían tenerse en cuenta los mismos efectos sobre las personas que utilizan la infraestructura turística cercana a la zona del posible emplazamiento de la central.
- Especificar claramente si existen incompatibilidades legales y técnicas para la instalación de industrias de alto riesgo.
- En el caso que la instalación de una central fuere compatible, el estudio de impacto ambiental deberá contemplar las medidas de seguridad que deberían aplicarse.
- Se deben detallar los efectos sobre las diferentes especies y hábitat de interés prioritario incluidos en los espacios naturales que se encuentran en un radio de acción adecuado.
- Explicitar con exactitud el número de días que la central funcionará con el tipo de combustibles que pueda utilizar y explicitar las emisiones.

- Debe establecerse el modelo de dispersión de los contaminantes NO_x y SO_2 para cada época del año teniendo en cuenta los vientos dominantes de cada estación del año, de forma que permita asegurar que ningún ecosistema supere la carga crítica.
- En materia de emisiones de NO_x y SO_2 , la central deberá ajustarse a los límites impuestos en la Directiva Europea 1999/30/CEE y especificar los métodos de medida, así como las previsiones de actuación en el caso de que incidentalmente se sobrepasen los límites normativos.
- Debe incluir los métodos de evaluación y control de los efectos térmicos en la zona de descarga de los efluentes, así como los efectos sobre el hábitat y especies situados en la zona de recepción de las aguas. Igualmente deberá incluir la evaluación y control del efecto del vertido de los efluentes.
- En relación con la evacuación de la electricidad, la evaluación de impacto ambiental deberá explicitar si será necesario construir una nueva línea de alta tensión a partir de la subestación Eléctrica de la red, así como detallar los impactos de ésta si fuera necesaria su construcción.
- Se deberá considerar el impacto visual de la instalación y de sus emisiones, sobre todo si se proyecta cerca de zonas urbanas.
- Deberán considerarse los efectos sobre la hidrología, la fauna, la flora y el paisaje de las nuevas canalizaciones de captación y emisión de agua así como de emisión de residuos.

4.5 Ventajas medioambientales del ciclo combinado

Con respecto a las emisiones producidas por una central de este tipo y en relación con una central térmica convencional, las ventajas que presentan estas centrales son las siguientes:

- La principal ventaja de las centrales de ciclo combinado es la reducción de emisiones de residuos sólidos y gaseosos comparados hoy en día con las más avanzadas plantas de carbón.
- La emisión de CO_2 , principal responsable del efecto invernadero en la atmósfera es reducido en un 10 %, y en un 25 % de la emisión de una caldera de carbón pulverizado.
- La concentración de NO_2 con los diseños de las plantas actuales puede ser mantenida por debajo de 200 mg NO_2/m^3 .

Gracias a la desulfuración, el contenido de SO_2 en una planta de estas características puede mantenerse fácilmente por debajo de 10 mg/ m^3 lo cual es una gran reducción comparada con los valores normales de SO_2 emitidos por plantas de carbón pulverizado.

Aún siendo la tecnología del ciclo combinado la más limpia de las centrales térmicas, su instalación no debe cumplir los siguientes aspectos:

La central de ciclo combinado emite CO_2 , NO_x y CO en menor medida. No hay aplicación a turbinas de gas, pero en cualquier caso es imprescindible la instalación de quemadores que limiten las emisiones de NO_x al mínimo posible. La preocupación por la emisión de gases de efecto invernadero y los objetivos de la cumbre de Kioto, son compensadas con la reducción de emisiones respecto de las centrales convencionales.

5 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA OBJETO DE ESTUDIO

5.1 Configuración de la planta

El caso objeto de estudio en este proyecto es una central de ciclo combinado de 219 MW. Se trata de una planta que utiliza una configuración 2x1. Esta configuración se alcanza con dos turbinas de gas 6101FA General Electric de 74 MW cada una y una turbina de vapor de 71 MW. El diagrama de flujo de la planta es el que se observa en la figura 3.

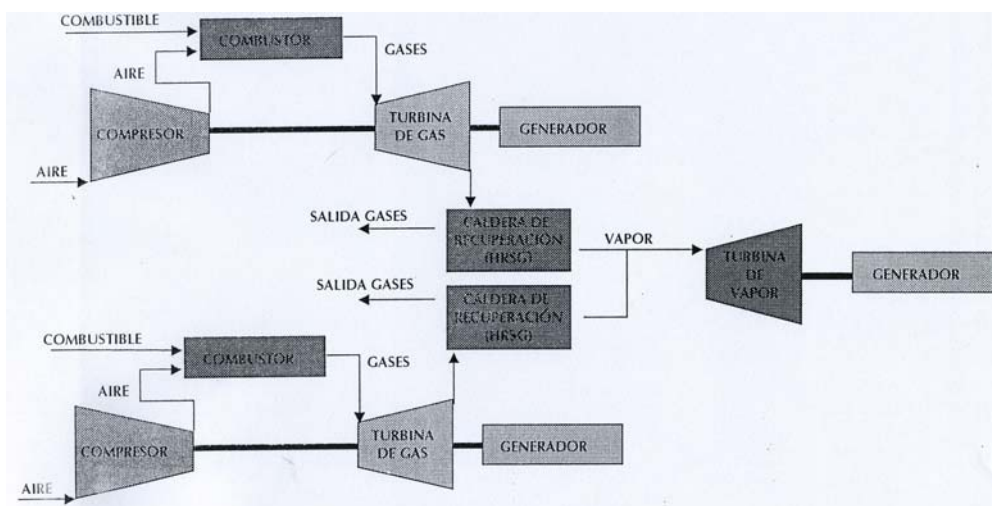


Figura 3: Diagrama de flujo de la planta.

Cada turbina de gas lleva asociada una caldera de recuperación que utiliza los gases de escape de las mismas para la evaporación del agua de alimentación. La turbina de vapor es alimentada desde estas calderas. Es alimentada con el vapor extraído del circuito de alta presión de la caldera. La caldera de recuperación constae de cuatro circuitos a distinta presión. El circuito de condensado por donde es alimentada. El agua de alimentación es calentada antes de pasar por el desgasificador en un economizador aprovechando el calor residual de los humos

La turbina de vapor, es una turbina de condensación de dos etapas con un recalentamiento intermedio entre ambas. Una vez que el vapor es expandido en el cuerpo de alta, pasa por un circuito de intercambiadores de calor que se encuentran en el circuito de media presión. Por su posición en la caldera, estos recalentadores se encuentran próximos a los intercambiadores del circuito de alta presión y a la entrada de los gases de escape de la turbina de gas en la caldera.

A la salida de la turbina de vapor, se encuentra un condensador que cierra el circuito de agua, conectando directamente su descarga a los tanques de alimentación. En estos tanques se introduce el agua de reposición del circuito.

5.2 Descripción de los equipos de la central

A continuación se realizará una descripción muy somera de los equipos que se encuentran en la planta, a fin de conocer sus principales características. Esta descripción se hará en el detalle necesario para los fines de este proyecto.

5.2.1 Turbogrupos de gas

Las turbinas de gas se dividen en dos grupos, aquellas de combustión externa y de combustión interna. La figura 4 representa los componentes básicos de una turbina de gas de combustión interna.

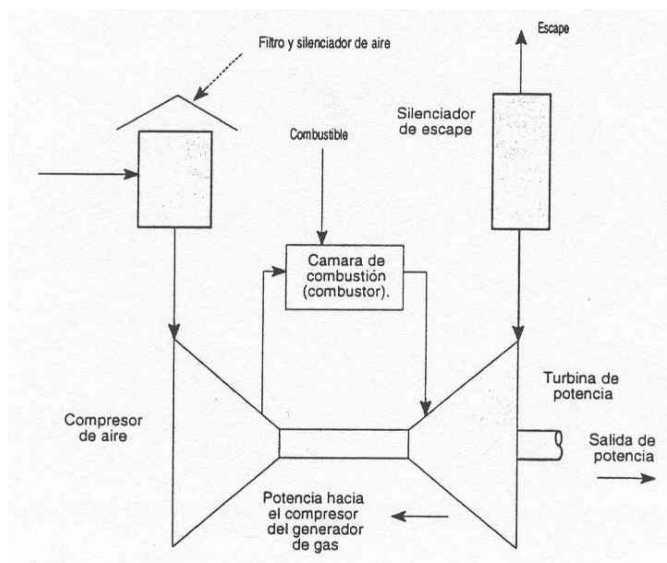


Figura 4: Turbina de gas de combustión interna.

En la planta objeto de estudio, la turbina de gas es de combustión interna o de ciclo abierto. LA combustión se produce en el seno del fluido de trabajo, de manera que no existe intercambio de calor con los focos a través de unas superficies de intercambio. Los gases de combustión una vez expandidos en la turbina, salen del grupo para pasar a la cámara de recuperación.

Los componentes principales de estas turbinas son el conducto de admisión de aire, los filtros, el compresor, la cámara de combustión y la turbina.

El conducto de admisión de aire tienen como finalidad tomar aire atmosférico y dirigirlo hacia la boca de entrada del compresor en las mejores condiciones posibles. Para que el aire de admisión del compresor se encuentre en las condiciones más adecuadas, el conducto de admisión está provisto de filtros y sistemas de filtrado.

En función de las condiciones ambientales y la ubicación de la turbina, el aire atmosférico contiene impurezas que pueden dañar principalmente los álabes del compresor. El efecto final es una disminución del rendimiento del mismo así como una pérdida de potencia.

La entrada de estas impurezas con el aire de admisión puede originar tres efectos distintos:

- Erosión de los álabes debido a las partículas sólidas y líquidas.
- Ensuciamiento dando lugar a la formación de depósitos en los álabes lo que puede alterar su forma original. De esta manera la rugosidad de la superficie de metal puede aumentar de forma importante, originando una reducción del caudal movido por el compresor y por lo tanto una reducción de la potencia del grupo.
- Corrosión, mediante el ataque químico a los álabes, como consecuencia de la reacción de los depósitos de partículas con la superficie del metal, en combinación con la alta temperatura que existente o debido a la presencia de agua o vapor.

Por estas razones es necesario filtrar el aire de admisión de la turbina de gas. Los sistemas de filtrado principales son los separadores inerciales, los filtros de fibra, los filtros de superficie.

Una vez filtrado el aire este es comprimido. Es necesario realizar esta compresión del aire para obtener una eficiencia adecuada de la combustión así como para la realización del ciclo. Es el compresor el que asegura el suministro de aire a presión al resto del turbogruppo.

Los compresores utilizados en las turbinas de gas son de tipo dinámico, existiendo dos tipos de compresores dinámicos, los compresores centrífugos y los compresores axiales. En la turbina de gas de la planta objeto de estudio, el compresor utilizado es un compresor dinámico axial.

Este compresor se llama así porque el flujo de aire es paralelo al eje de la maquina. El fluido es acelerado por una rueda de álabes, el rotor, y posteriormente pasa a una rueda de álabes estacionarios, el estator, en la que la energía de velocidad se transforma en energía de presión.

El conjunto de rotor y estator constituye una etapa. En un compresor axial el aire pasa de una etapa a la siguiente y en cada una de ellas se produce un ligero incremento de presión. La relación de compresión característica de cada etapa es de 1,1:1 a 1,4:1, pero al mismo tiempo los rendimientos que se obtienen son muy elevados.

Un compresor axial está constituido por varias etapas, pudiéndose llegar a relaciones de compresión de 15:1 o incluso más altas según el número de etapas. Los compresores axiales admiten caudales mayores que los centrífugos, ya que la sección de entrada ocupa prácticamente toda su área frontal. En las etapas sucesivas, la sección de paso disminuye con el fin de mantener la velocidad, ya que la densidad del aire aumenta de forma progresiva.

El movimiento del eje del compresor, es producido por la turbina de gas, ya que turbina y compresor se encuentran acoplados.

El aire una vez comprimido hasta una presión adecuada, sale del compresor y pasa a la cámara de combustión, La combustión en la turbina de gas es un proceso continuo, similar al de una caldera pero

con la diferencia de que se produce a una presión elevada en un espacio más reducido y a una temperatura también más elevada.

La relación combustible aire, o dosado, es mayor que en una combustión estequiométrica con el fin de asegurar la combustión completa y para enfriar los gases de combustión hasta una temperatura aceptable a la entrada de la turbina.

La cámara de combustión, donde se produce la combustión, asegura el caudal de aire, el suministro de combustible, el caudal de aire y la expansión de los gases. Además la cámara de combustión se diseña con el fin de asegurar la estabilidad de la llama, un encendido eficaz y una operación segura en distintos regímenes de funcionamiento. Esto es, para distintos caudales y condiciones externas.

Aunque el diseño de las cámaras de combustión es muy diferente de unas a otras, tienen como característica común que cuando el combustible líquido (como en la planta objeto de estudio), se pueden distinguir tres zonas. La zona de recirculación cuya misión es evaporar y preparar el combustible para una combustión rápida en la zona de combustión. Cuenta además con una zona de dilución donde los gases adquieren una distribución de velocidad y temperatura adecuadas para la admisión en la turbina.

Como el compresor es de tipo axial, la cámara de combustión utilizada es de tipo anular, aprovechándose así el máximo espacio disponible entre el compresor y la turbina. Una vez que los gases de combustión salen de la cámara de combustión, entran en la turbina.

El objeto de la turbina es transformar la energía de los gases producidos durante la combustión en energía mecánica, parte de la cual es utilizada por el compresor y equipos auxiliares y el resto se utiliza para el accionamiento del generador eléctrico.

Al igual que para los compresores, existen dos tipos de turbinas, las turbinas radiales y las axiales. Las turbinas axiales son las más utilizadas en las turbinas de gas, siendo mejor su rendimiento en casi todos los rangos de operación.

Estas turbinas axiales son utilizadas también en las turbinas de vapor, y las axiales de gas se han desarrollado a partir de la tecnología de las turbinas de vapor. Una etapa de una turbina de este tipo consiste en una rueda estacionaria con una serie de álabes, seguida de una rueda móvil provista igualmente de álabes.

Para la refrigeración de la turbina se produce el sangrado del compresor, que consiste en la realización de sucesivas extracciones de aire desde las diferentes etapas del compresor, para ser introducidas en las etapas de igual presión de la turbina.

El aire, en estado estable de referencia antes de entrar en el compresor, sufre una compresión por lo que a la salida del mismo, se encuentra en desequilibrio termodinámico con el ambiente. Esto le proporciona una determinada exergía física. Al salir del compresor, entra en la cámara de combustión, al producirse la combustión y salir los gases de escape a la turbina de gas, los gases de escape, se encuentran en un desequilibrio tanto termomecánico como químico con el ambiente.

En la turbina, se produce la expansión de los mismos, utilizando parte de su exergía física pero manteniendo su exergía química. A la salida de la turbina, los gases no se encuentran todavía en equilibrio químico ni termodinámico con el ambiente. Esta exergía residual debida a su temperatura y composición, es aprovechada en la caldera de recuperación de vapor.

5.2.2 Caldera de recuperación

Para el aprovechamiento de los gases de escape de la turbina de gas, se utiliza una caldera de recuperación de calor. Este equipo, recibe los gases calientes de procedentes de la turbina, utilizando su energía para generar vapor. Con ello se logra el aprovechamiento integral de la energía del combustible, con un elevado rendimiento total de la instalación.

El tamaño y características de la caldera de recuperación dependen por una parte del caudal, temperatura y composición de los gases de la turbina y por otra, del caudal y condiciones de vapor que se desea producir. Básicamente las calderas de recuperación de calor de los gases de la turbina pueden ser de dos tipos:

- Calderas pirotubulares o de tubos de gas.
- Calderas acuotubulares.

En este caso la caldera utilizada es acuotubular, donde el vapor y el agua circulan por el interior de los tubos, mientras que los gases lo hacen por el exterior de los mismos. Los gases se encuentran a presión positiva, produciéndose las consiguientes pérdidas de carga hasta su salida a la atmósfera. La caldera de recuperación de vapor cuenta con cuatro circuitos, produciendo vapor a tres presiones distintas. Los componentes principales de la caldera son el haz de tubos, los calderines de vapor el sistema de alimentación de agua y le envolvente de la caldera.

El economizador se encuentra cerca de la chimenea, y calienta el agua de alimentación antes de su entrada en el desgasificador. Los evaporadores se encuentran en los circuitos de baja, media y alta presión respectivamente. Los recalentadores, se encuentra en el circuito de media presión y tienen por finalidad, recalentar el vapor de salida del cuerpo de alta de la turbina de vapor antes de su entrada en el cuerpo de baja.

Los gases al entrar en la caldera de recuperación, se encuentran a una temperatura y con una composición determinada. Por lo tanto poseen una exergía. A medida que avanzan por la caldera, transfieren una parte de su exergía al agua de alimentación al generara vapor y otra parte la pierden por la falta de idealidad del proceso. Este exergía utilizada es de tipo físico, ya que van disminuyendo su temperatura a medida que se aproximan a la chimenea. La exergía química permanece invariable ya que su composición no se ve alterada al no existir combustión en esta caldera. Esta exergía química es cedida al ambiente en forma de humos y por lo tanto desaprovechada durante el proceso.

5.2.3 Turbogruppo de vapor

Consta de una turbina de vapor de condensación en dos etapas y un alternador. La turbina de vapor de esta planta, es una turbina axial, ya que el flujo de vapor es paralelo al eje. Las consideraciones realizadas para la turbina de gas sirven para la turbina de vapor pero considerando que el fluido de trabajo es vapor en vez de aire. La potencia mecánica producida por la misma, es utilizada por un alternador para generar energía eléctrica.

El vapor de alta presión de la caldera de recuperación entra en el cuerpo de alta presión de la turbina. A la salida de este cuerpo, el vapor es llevado a la caldera de recuperación, en el circuito de media presión para su recalentamiento. Posteriormente, se introduce en el cuerpo de baja presión donde se expansiona hasta una presión por debajo de la atmosférica.

El trabajo mecánico producido en cada cuerpo, es transmitido por el eje del mismo al alternador. La turbina de vapor presenta y debe presentar siempre un alto grado de disponibilidad, así como un alto rendimiento. Los principales fallos que se pueden presentar en esta turbina, son aquellos debidos a la entrada de agua en la turbina, que produciría la corrosión de los álabes. La erosión, que se presenta de manera habitual en la corona de álabes del último escalonamiento, donde el título de vapor puede alcanzar un valor tan bajo como un 90 % o incluso inferior.

Otro fallo típico en las turbinas es debido a la fatiga de los elementos metálicos. Aunque los álabes se construyen de tal manera que no sufran esta fatiga, pueden sufrir pequeños agrietamientos en la raíz de los mismos. Debido a las altas temperaturas de trabajo y las fuerzas a las que se encuentran sometidos, se pueden producir fenómenos de fluencia en los álabes de la misma.

En este caso, el vapor de agua, en desequilibrio termodinámico con el ambiente, sale de la caldera de recuperación para expansionarse en el cuerpo de alta, esto hace que pierda presión y temperatura, realizando un trabajo, y por lo tanto reduciendo su exergía. Una vez expandido en este cuerpo y todavía con una presión superior a la del ambiente, entra en la caldera de recuperación, aumentando su temperatura, y manteniendo su presión prácticamente constante. Esta presión corresponde a la presión de entrada en el cuerpo de baja. Se eleva la temperatura del mismo, aumentando su desequilibrio térmico con el ambiente por lo que aumenta su exergía. Esta exergía producida por este desequilibrio, disminuye a medida que se expansiona en el cuerpo de baja presión. A la salida de este cuerpo, el vapor posee una exergía residual que será cedida en forma de calor en el condensador.

La disminución de exergía que sufre el vapor desde su salida de la caldera de recuperación, a su paso por la turbina y hasta el condensador es transformada en energía eléctrica. Durante esta transformación se produce una pérdida de exergía debido a la falta de idealidad del proceso llevado a cabo por la turbina. Esto significa que no toda la exergía que posee el vapor se transforma íntegramente en energía eléctrica. Además, existe una pérdida de exergía debido a rozamientos internos del alternador, al transformar el trabajo mecánico de la turbina en energía eléctrica.

5.2.4 Condensador

El vapor que abandona la turbina llega al condensador, prácticamente sin exergía. Es en el condensador donde se transforma en líquido cediendo calor al medioambiente. Con este calor se elimina toda la anergía que recibió el vapor en la caldera y la que se generó a causa de las irreversibilidades internas del flujo.

Esta cesión de calor se hace al agua de refrigeración, que circula por un gran haz de tubos horizontales, que proporcionan una superficie de contacto suficiente entre el agua de refrigeración y el vapor que circula entre los tubos. El vapor una vez condensado, se recoge en el pozo del condensado, de donde es extraído mediante bombas para impulsarlo a la caldera.

La circulación del agua de refrigeración es en forma de U recorriendo en un principio la parte inferior de los tubos para posteriormente girar y recorrer la parte superior en sentido contrario.

Para evitar las incrustaciones producidas por el agua de refrigeración, en la actualidad los condensadores cuentan con equipos de limpieza automática de tubos además de desmineralizarla antes de su entrada en el mismo. El agua fría se toma mediante bombas de su lugar de embalse y se desmineraliza. Una vez tratada, el agua de refrigeración circulará por el condensador en circuito cerrado. Para enfriar el agua después de haber pasado por el condensador, se hará pasar por un intercambiador de calor especialmente diseñado para esto, por ejemplo torres de refrigeración.

Para permitir una mejor distribución del vapor a su paso por el condensador, el flujo entrante se divide en varios flujos parciales.

6 CICLOS TERMODINÁMICOS DE CADA GRUPO

6.1 Ciclo del turbogrupo de gas

El turbogrupo de gas realiza el ciclo de Brayton o de Joule. En un ciclo simple de potencia de turbina de gas se utilizan los equipos antes descritos para los distintos procesos del ciclo. El aire se comprime adiabáticamente en un compresor axial. Al finalizar esta proceso, el aire entra en la cámara de combustión donde se inyecta y quema el combustible a una presión prácticamente constante. Los productos de combustión se expansionan en una turbina hasta alcanzar la presión ambiente del entorno. El ciclo compuesto de estas tres etapas es un ciclo abierto debido a que realmente no se completa el ciclo. Los ciclos reales de las turbinas de gas son ciclos abiertos, ya que debe introducirse constantemente aire en el compresor.

Este ciclo con relación a los ciclos Otto y Diesel, funciona en un intervalo de volúmenes más amplio, pero más reducido en presiones y temperaturas. Esto hace que el ciclo Brayton no pueda ser realizado por máquinas alternativas.

El ciclo ideal cerrado de una turbina de gas se compone de cuatro procesos internamente reversibles, lo que hace que este ciclo sea ideal. Este ciclo se compone de:

- Compresión adiabática.
- Suministro de calor a presión constante.
- Expansión adiabática.
- Cesión de calor a presión constante.

La diferencia entre este ciclo y el real, aparte de que el real sea un ciclo abierto, es que tanto la compresión como la expansión se consideran adiabáticos y que el proceso de combustión se sustituye por un proceso de transferencia de calor. El uso de aire como fluido de trabajo de este ciclo es razonablemente bueno ya que en la realidad, la relación de masas aire combustible es aproximadamente 34:1. Por esta razón se puede considerar la cámara de combustión como un intercambiador de calor.

En la figura 5 se muestran los diagramas p-v, T-s y h-s correspondientes a este ciclo:

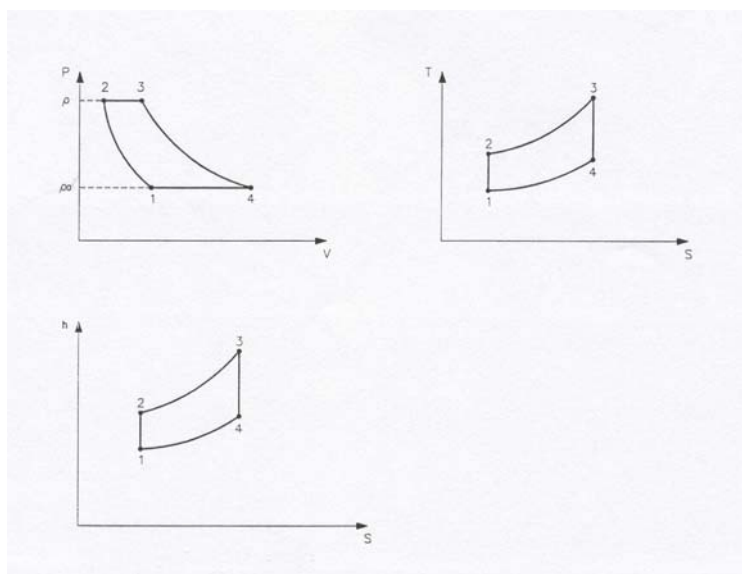


Figura 5: Diagramas p-v, T-s y h-s del ciclo de Brayton.

En el punto inicial, el gas se encuentra a la presión, $P = 1.03$ bar y a la temperatura de 20 °C. En la etapa 1-2 el gas es comprimido isoentrópicamente hasta la presión $P_2 = 15.16$ bar y a la temperatura de 391 °C. En la etapa 2-3 al considerar la cámara de combustión como un intercambiador de calor, absorbe calor a presión constante aumentando su temperatura hasta 1263 °C. Con esta temperatura inicia el derrame en la turbina expansionándose isoentrópicamente hasta la presión $P_4 = 1.03$ bar.

Con respecto al proceso real, las principales diferencias son que la temperatura de los gases de escape es de 542 °C y que se realizan extracciones en el condensador que no atraviesan la cámara de combustión para entrar directamente en la turbina.

El rendimiento ideal de este ciclo viene dado por:

$$\eta = 1 - \frac{q_{ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

En la que:

η es el rendimiento térmico expresado en tanto por ciento.

q_{ced} es el calor cedido expresado en unidades de energía por unidad de masa.

q_{sum} es el calor suministrado expresado en unidades de energía por unidad de masa.

h_i es la entalpía específica expresada en unidades de energía por unidad de masa.

Suponiendo que las capacidades térmicas específicas constantes se llega a:

$$\eta = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Siendo:

η es el rendimiento térmico expresado en tanto por ciento.

c_p la capacidad térmica específica del aire expresada en unidades de energía por unidad de masa multiplicadas por unidades de temperatura.

Simplificando, teniendo en cuenta que los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos y que $p_2=p_3$ y $p_1=p_4$. Igualando las relaciones isentrópicas de los procesos correspondientes se obtiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{T_3}{T_4}$$

Con esto llegamos a la expresión del rendimiento del ciclo de Brayton:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

Siendo r la relación de compresión y el índice adiabático del aire $\gamma = 1,4$.

Por tanto, el rendimiento térmico de un ciclo de Brayton de aire es función de la relación global de presiones.

El uso de calores específicos o independientes de la temperatura sirven para la obtención de una primera aproximación del rendimiento del ciclo. Para obtener unos valores más adecuados con la realidad, hay que tener en cuenta la variación de estas capacidades caloríficas con la temperatura.

Se llama relación de acoplamiento turbina compresor del ciclo de potencia a:

$$\frac{W_{c,ent}}{W_{T,sal}}$$

Siendo $w_{c,ent}$ el trabajo entrante en el compresor y $w_{T,sal}$ el trabajo saliente de la turbina ambos en las mismas unidades.

El efecto de las irreversibilidades aumenta de forma apreciable la relación de acoplamiento.

Cuando se considera que la turbina de gas tiene un rendimiento η_T y el compresor tiene un rendimiento η_c en tanto por uno siendo X la relación de compresión, el trabajo absorbido por el compresor:

$$W_C = C_p T_2 \left(1 - \frac{1}{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) / \eta_c$$

El trabajo realizado por la turbina:

$$W_T = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \eta_T$$

El trabajo cedido por el ciclo:

$$W = W_T - W_C = C_p \left(1 - \frac{1}{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \left(T_3 \eta_T - \frac{T_2}{\eta_c} \right)$$

El rendimiento del ciclo es:

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{1}{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \left(T_3 \eta_T - \frac{T_2}{\eta_c} \right)}{T_3 - T_2}$$

Como:

$$T_2 = T_1 X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

El rendimiento del ciclo queda como sigue:

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{1}{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_T - \frac{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c} \right)}{\frac{T_3}{T_1} - X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Luego:

$$\eta = f\left(\frac{T_3}{T_1}, X, \eta_T, \eta_c\right)$$

Las variables que influyen sobre el rendimiento de este ciclo son:

- La relación de compresión.
- Las temperaturas de los gases.
- La carga.
- La temperatura ambiente.

En cuanto a la relación de compresión se observa que el rendimiento aumenta con la relación de compresión hasta alcanzar un máximo. También existe una relación de compresión para la cual el trabajo útil es máximo.

En cuanto a la temperatura de los gases, el rendimiento del ciclo real, al igual que el trabajo útil, depende de la temperatura de los gases aumentando con estos.

En cuanto a la variación del rendimiento con la carga, la presión del gas a la entrada de la turbina también aumenta cuando la cantidad de combustible aumenta, ya que al quemarse más combustible, con el mismo volumen de aire, la temperatura de los gases aumenta y por lo tanto su presión.

Normalmente el incremento de presión entre carga cero y plena carga es del orden del 15 %. Este incremento de presión significa que:

- El compresor está sometido a mayores relaciones de compresión.
- El rendimiento del ciclo aumenta.

El efecto de la temperatura ambiente sobre el rendimiento varía en sentido inverso. Es decir cuanto menor es la temperatura ambiente mayor es el rendimiento del ciclo, por lo que una misma turbina de gas funciona con mayor rendimiento en países fríos y mejor en invierno que en verano.

Se representa en la figura 6 la variación del rendimiento y la potencia cuando varían las condiciones atmosféricas. Se considera como base las condiciones ISO 150, (15 °C).

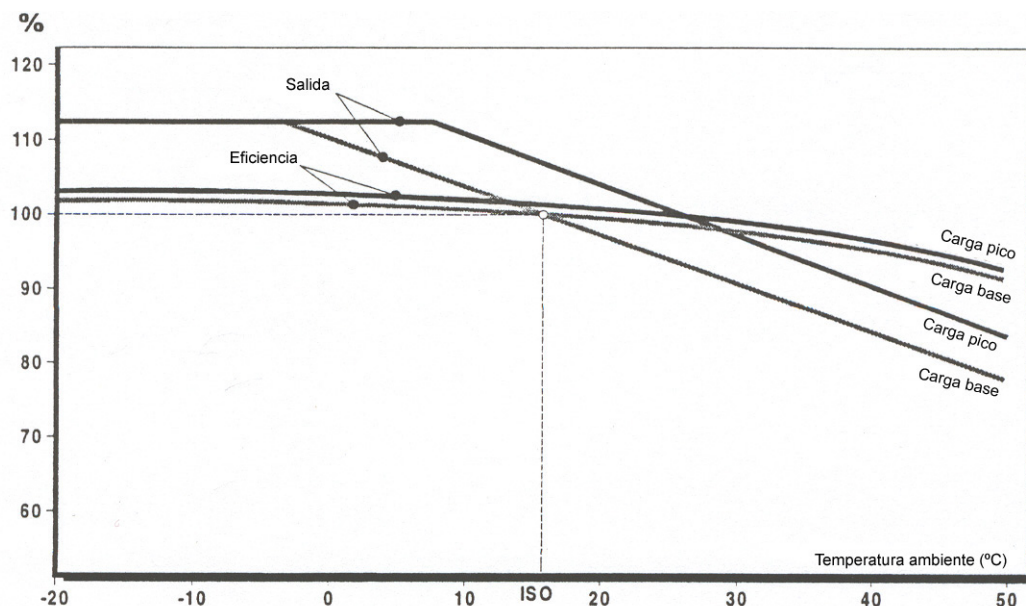


Figura 6: Variación del rendimiento con la temperatura ambiente.

6.2 Ciclo del turbogrupo de vapor

Fijadas las temperaturas del foco caliente y del foco frío, la máquina térmica de mayor rendimiento es la máquina de Carnot. El ciclo de Carnot sólo es realizable con vapor de agua, cuando este se encuentra en la zona húmeda, ya que los procesos de cesión y adición de calor isotérmicos no son posibles con los intercambiadores de calor, en los cuales el proceso ideal es isobárico pero no isoterma.

Por todo esto el ciclo de Carnot, sólo representa el techo del rendimiento alcanzable para unas temperaturas dadas del foco caliente y del foco frío.

Por otra parte el ciclo de Carnot en la zona de vapor húmedo presenta una serie de importantes inconvenientes como son:

- El rendimiento del ciclo es muy bajo debido a que la temperatura más elevada será siempre inferior a la temperatura crítica del agua $T_c = 647,3$ K.
- El trabajo del ciclo sería pequeño porque el trabajo de la bomba es grande al realizarse la compresión de un vapor húmedo.
- Las dimensiones de la turbina y de la bomba serían muy grandes puesto que el volumen específico del vapor húmedo es elevado.
- Los rendimientos internos de la bomba y la turbina serían muy bajos.

Por eso el ciclo realizado por la turbina de vapor es el ciclo de Rankine. En el caso que nos ocupa, el vapor sufre un recalentamiento intermedio entre los cuerpos de la turbina. Este sobrecalentamiento eleva la temperatura media del ciclo al recibir calor y aumentar teóricamente su rendimiento.

En el ciclo con recalentamiento, el vapor no se expande completamente en una sola etapa hasta la presión del condensador. La turbina esta compuesta por dos cuerpos, uno de alta presión y otro de baja presión. Tras expandirse parcialmente, el vapor de agua se extrae de la turbina y se recalienta a presión constante. A continuación es devuelto a la turbina para su expansión posterior hasta la presión de salida. Las propiedades termodinámicas de estos estados se observan en la ilustración 7.

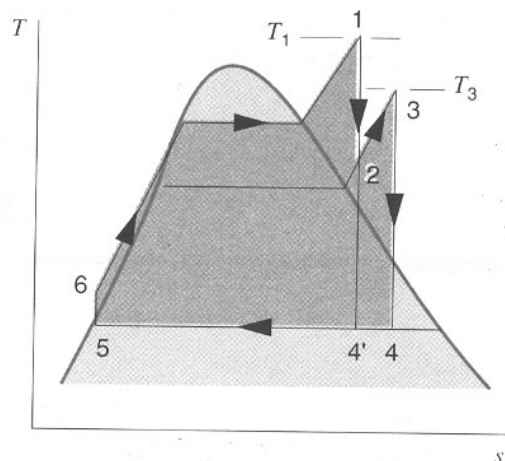


Figura 7: Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio.

Tras la primera expansión en el cuerpo de alta presión de la turbina, el vapor está generalmente próximo a la línea de saturación. Posteriormente se recalienta hasta alcanzar una temperatura generalmente igual o inferior a la temperatura de entrada en el primer cuerpo. El uso correcto del recalentamiento evitará el alto contenido de humedad a la salida de la turbina, y aumentará a su vez el rendimiento térmico.

Para el cálculo del rendimiento térmico del ciclo se ha de contabilizar el trabajo que sale de cada etapa de la turbina, así como el calor transferido en la zona de la caldera correspondiente al sobrecalentador así como la zona de recalentamiento. El rendimiento térmico del ciclo es:

$$\eta_t = \frac{w_{T,Palta,sal} + w_{T,Pbaja,sal} - w_{B,entr}}{q_{sobrecal} + q_{recal}}$$

Luego:

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - w_B}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)}$$

6.3 Estudio termodinámico de un ciclo combinado

Los rendimientos térmicos de los ciclos de gas o de vapor, suelen ser del 40 %. Algunas técnicas como el recalentamiento, mejoran la actuación del ciclo, pero una parte importante de la energía entrante sigue siendo la energía de desecho. Para conseguir un mejor aprovechamiento de la energía entrante se recurre al ciclo combinado o acoplado. El ciclo combinado objeto de estudio tiene como ciclo superior el de una turbina de gas acoplado a un ciclo de turbina de vapor.

La energía de los gases de escape de la turbina de gas se utiliza para vaporizar y sobrecalentar el vapor de agua. El rendimiento térmico de este ciclo es el cociente entre la suma de los trabajos obtenidos de ambos ciclo entre el flujo de calor suministrado por el combustible a la turbina de gas. Luego:

$$\eta_t = \frac{W_{gas,sal} + W_{vapor,sl}}{Q_{gas,entr}} = \frac{m_{gas} w_{gas} + m_{vapor} w_{vapor}}{m_{comb} q_{comb}}$$

7 ANÁLISIS EXERGÉTICO Y ESTUDIO TERMOECONÓMICO

7.1 Introducción

La termodinámica estudia las transformaciones de calor en trabajo mecánico, y las transformaciones inversas de trabajo mecánico en calor. El primer principio de la termodinámica es esencialmente un enunciado de la ley de la conservación de la energía. Este principio aunque fundamental no es suficiente, ya que trata a toda la energía por igual sin tener en cuenta su calidad ni degradación durante una transformación. Se entiende por sistema termodinámico, aquella porción del mundo físico (conjunto de materia o región del espacio) objeto de estudio.

El trabajo mecánico es totalmente transformable en energía térmica mientras que la situación inversa no es del todo posible. Es decir si la transformación se realiza en sentido contrario, una parte de la energía térmica no es transformable en trabajo. El primer principio no hace distinción entre los distintos tipos de energía y por tanto no tiene en cuenta esta limitación según el sentido de la transformación.

Para complementar al primer principio, se postula el segundo principio de la termodinámica. Este principio pone de manifiesto, entre otras cosas, que la energía tiene una calidad y por lo tanto una cierta capacidad de producir trabajo. Es decir trata el problema de la transformación de energía térmica en trabajo de manera distinta que la transformación de trabajo en energía térmica.

Mediante estos dos principios se tiene en cuenta que la energía no sólo se mide de manera cuantitativa sino que además ha de ser valorada desde un punto de vista cualitativo.

Aparece por lo tanto el trabajo como una forma de energía de más calidad que el calor. De acuerdo con el segundo principio, se postula que cuanto mayor sea la temperatura a la que tiene lugar la transferencia de calor, mayor será la cantidad de calor transferido que se puede transformar en trabajo útil. Por tanto la energía disponible a altas temperaturas es más útil que la disponible a menor temperatura. Esto lleva implícito una degradación de la energía cuando se transfiere en forma de calor desde un sistema a otro de menor temperatura. Esta degradación de la energía se presenta por ejemplo en aquellas transformaciones energéticas que llevan asociados efectos disipativos como la fricción, la resistencia eléctrica, etc.

Por consiguiente, cada vez que la energía cambia de forma o se transfiere, se conserva y se degrada. La conservación de la energía será estudiada mediante el primer principio, mientras que la degradación y su calidad serán estudiadas por el segundo principio.

En resumen, existen muchos fenómenos que no pueden ser explicados sólo con principios de conservación de la energía, es necesario recurrir al segundo principio, que gracias a su generalidad, proporciona una línea de conocimiento y análisis de los diversos efectos.

Entre otras consideraciones, el segundo principio es necesario puesto que:

- Proporciona los medios para medir la calidad de la energía.
- Establece el criterio de la actuación ideal de diversos dispositivos.
- Determina la dirección de la evolución en los procesos espontáneos.
- Establece el estado final de equilibrio en los procesos espontáneos.
- Establece los parámetros para cuantificar las pérdidas de exergía en los procesos de intercambio de energía.

El desarrollo industrial del mundo actual exige disponer de energía útil para producir trabajo (eléctrico, químico, etc.). Cuanto más desarrollado sea un país, más necesidades tiene de disponer de energía útil. El progreso del país estará íntimamente relacionado no sólo con la cantidad de energía útil de que puede disponer sino también con la posibilidad de obtener esta energía al menor coste posible.

Este punto sólo puede abordarse utilizando fuentes de energía más baratas, reduciendo los costes de los productos energéticos y por último optimizando los métodos de transformación de energía. El camino basado en el empleo de productos energéticos más baratos parece lejano dado que el desarrollo de los procesos de fusión controlada no pasan de ser meros experimentos de laboratorio, y las energías renovables representan en la actualidad un porcentaje relativamente pequeño de las necesidades energéticas de un país. La reducción del precio de los productos energéticos clásicos (carbón, petróleo, etc.) parece, en el estado actual de la economía, una utopía fundamentalmente controlada por razones políticas. No queda por lo tanto ante la moratoria nuclear más solución que aumentar la eficiencia de los métodos de transformación energética empleados en la actualidad.

Cuando se aborda el problema de aumentar la eficiencia de un sistema generador de energía eléctrica, no basta con estudiar las cantidades de calor transferidas, sino que se ha de estudiar el binomio cantidad-calidad del calor empleado.

La utilización de energía de mayor calidad, es hoy en día el camino más accesible para abaratar la generación de energía. Esta calidad de la energía es lo que se llama exergía.

7.2 Conceptos previos

7.2.1 Segundo principio de la termodinámica

Por su interés dentro del campo de la termoeconomía se citan a continuación dos de los diversos enunciados del segundo principio de la termodinámica, el de Clausius y el Kelvin-Planck, por parecer estos los más ligados al comportamiento real de máquinas térmicas.

El enunciado de Clausius dice que es imposible que un dispositivo cíclico funcione de tal manera que el único efecto sea transferir calor desde un cuerpo frío a otro de mayor temperatura. Este enunciado quiere decir que el calor no se transfiere espontáneamente desde una región fría a otra caliente.

El postulado de Kelvin-Planck dice que no es posible que un dispositivo que funcione cíclicamente produzca energía mediante transferencia de calor sólo desde una fuente térmica y entregue la misma cantidad de energía en forma de trabajo al entorno. En términos de comportamiento de una máquina térmica, este enunciado exige que cualquier dispositivo cíclico que produzca un trabajo neto intercambie calor al menos con dos fuentes térmicas a diferentes temperaturas. Según el enunciado de Clausius, el cuerpo de baja temperatura, no puede ser una fuente de energía como lo es la fuente de alta temperatura. Por tanto una de las fuentes térmicas debe ser una fuente y otra un sumidero.

Estos dos enunciados de la segunda ley son equivalentes.

7.2.2 Reversibilidad e irreversibilidad de los procesos

La segunda ley impone un rendimiento térmico de los motores inferior a la unidad y proporciona una expresión para el límite superior teórico del rendimiento térmico. Para la obtención de esta relación es necesario describir los conceptos de reversibilidad e irreversibilidad.

Un proceso es totalmente reversible si en cualquier instante durante el proceso, tanto sistema como el ambiente con el que interacciona pueden ser devueltos a sus estados iniciales. Este concepto de reversibilidad total exige una capacidad de restablecimiento. Esta exigencia aplicada tanto al sistema como al medio es excesivamente fuerte. Como consecuencia de la reversibilidad total de un proceso, todas las interacciones de calor y trabajo que tengan lugar durante el proceso original (directo) serán iguales en magnitud pero de sentido contrario, durante el proceso inverso. Es decir, el sistema no deja historia en su entorno cuando regresa a su estado inicial. Este proceso es una idealización. Ningún dispositivo real cumple estas condiciones de reversibilidad aunque sí llega a acercarse.

En general durante un proceso, sólo interesa la evolución del sistema. Los procesos en los que no existen irreversibilidades dentro de los mismos son conocidos como procesos internamente reversibles. En ellos cualquier interacción de calor o trabajo que tenga lugar durante un proceso, debe realizarse de forma cuasiestática. Un proceso de estas características puede invertir su camino exactamente, cambiando simplemente el sentido de todas sus interacciones en la frontera.

Un proceso es totalmente irreversible si el sistema y el entorno no pueden ser devueltos a sus estados iniciales. Cualquier sistema que retorna a su estado inicial después de un proceso con irreversibilidades, dejará en su entorno una historia debido precisamente a esas irreversibilidades. Estas irreversibilidades tienen su origen en dos fuentes. Por un lado la presencia de efectos disipativos inherentes al proceso y por otro lado, la presencia de procesos no cuasiestáticos. La presencia de cualquiera de estos dos efectos es suficiente para hacer irreversible un proceso. Cualquier proceso real es irreversible, ya que en él aparecerán en menor o mayor medida, alguno de estos dos efectos.

La presencia de estos efectos disipativos dará lugar a que todo proceso irreversible presente un rendimiento térmico menor que el mismo proceso realizado de forma internamente reversible. Esto es:

$$\eta_{t,rev} > \eta_{t,irrev}$$

7.2.3 Rendimiento de Carnot

Sea un motor térmico que realiza un proceso cíclico internamente reversible entre dos focos a distinta temperatura y siendo T_A la temperatura del foco caliente, T_B la del foco frío, W la potencia neta y Q_A y Q_B los calores absorbidos y cedidos respectivamente a los focos, el rendimiento del ciclo es el rendimiento de Carnot que puede expresarse analíticamente como:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

De estas consideraciones se deduce que:

- El rendimiento máximo tiene lugar siempre para un motor internamente reversible.
- El rendimiento de todos los motores reversibles que funcionen entre las mismas temperaturas T_A y T_B es el mismo.
- El rendimiento máximo de un motor térmico es función exclusivamente de las temperaturas de los focos de donde recibe y cede el calor.

7.2.4 Entalpía y entropía

En los procesos a presión constante, isóbaros, el trabajo asociado a una variación de volumen $V_2 - V_1$ es:

$$W = p(V_2 - V_1)$$

teniendo en cuenta el primer principio de la termodinámica resulta, para la variación de energía interna del proceso, la expresión:

$$U_2 - U_1 = Q_p - p(V_2 - V_1)$$

de lo que se deduce que:

$$Q_p = (U_2 + pV_2) - (U_1 + pV_1)$$

La suma $U + pV$ se define como entalpía, donde U es la energía interna, p la presión y V el volumen. Como U , p y V son propiedades del sistema, la entalpía es una función de estado, es decir su variación, es independiente del camino seguido y nula cuando el estado final coincide con el inicial, es decir cuando el proceso es cíclico.

La variación de entalpía es:

$$dH = dU + d(pV)$$

Según la ecuación de estado de los gases ideales:

$$pV = nRT$$

La variación de entalpía de un gas ideal queda entonces como:

$$dH = dU + nRdT$$

Los términos del segundo miembro de esta ecuación son función únicamente de la temperatura en el caso de gases ideales. Por lo tanto la entalpía de un gas supuesto ideal será función únicamente de la temperatura. Como la capacidad calorífica a presión constante se define como:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p(p, T)$$

Esta magnitud resulta en el caso de gases ideales únicamente función de la temperatura.

Para la obtención de valores adecuados de las capacidades caloríficas a presión constante de las sustancias reales, se utilizan expresiones algebraicas que las relacionan con la temperatura. Estas expresiones son polinomios de distinto orden, teniendo en cuenta que al aumentar el grado del polinomio aumenta la precisión del mismo.

Dado que:

$$dH = \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T dp$$

Al ser la entalpía de un gas ideal función únicamente de la temperatura, la variación de la entalpía para el caso de gases ideales se reduce a:

$$dH = c_p \cdot dT$$

Para la obtención de la entalpía a distintas temperaturas, se define una temperatura de referencia a la que se le dará un valor de referencia de la entalpía, a este valor se suma el valor de la variación de la entalpía con al temperatura obtenido según las leyes de Kirchhoff.

$$h_T = h_{T_{ref}} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT$$

Al producirse una transformación se produce una degradación de la energía. Gracias al segundo principio se puede cuantificar la degradación que sufre dicha energía durante la transformación.

Si se considera el enunciado de Kelvin-Planck anteriormente citado, su expresión analítica para un sistema cerrado es la siguiente:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Esta desigualdad recibe el nombre de desigualdad de Clausius. Establece que cuando un sistema cerrado cualquiera realiza un proceso cíclico, la suma de todos los términos $\delta Q/T$ en la frontera del sistema para cada evolución diferencial es siempre menor o igual que cero. Esta desigualdad se aplica por igual a sistemas cíclicos que a sistemas no cíclicos en régimen estacionario. Esta desigualdad se convierte en igualdad sólo cuando el proceso es internamente reversible, siendo menor que cero en el caso de aplicarse a procesos internamente irreversibles para cualquier sistema cerrado.

La variación de entropía en el caso de un proceso no cíclico internamente reversible para un sistema cerrado se define como:

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

En el caso de gases ideales:

$$dS = c_p \frac{dT}{T} - nR \frac{dp}{p}$$

Por lo que integrando nos queda:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{c_p dT}{T} - nR \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Una vez calculadas la entalpía y la entropía de cada gas que forma parte de la mezcla de gases ideales, la entalpía y la entropía de la unidad de masa de la mezcla se determina, basándose en la ley de Gibbs-Dalton como:

$$h_m = \sum x_i h_i$$

$$s_m = \sum x_i s_i$$

Teniendo tanto la entalpía como la entropía de la mezcla las mismas unidades que las entalpías y entropías de los gases que la forman. Los coeficientes de estos valores corresponden a las fracciones másicas o molares de los distintos gases en la mezcla. Las entropías están referidas a la unidad de masa del gas, a la temperatura T del sistema y a la presión parcial p_i del gas.

7.3 Exergía

7.3.1 Definición y tipos

De todo lo anteriormente citado se deduce que en el trabajo útil máximo de una máquina térmica son factores determinantes la reversibilidad del proceso, las cantidades de calor cedidos y las temperaturas de los focos caloríficos. La integración de todos estos factores en una única función constituirá la base de los cálculos termoeconómicos.

Esta función, como se citó en la introducción, es la exergía y se define como el trabajo útil máximo que puede obtenerse a partir de la combinación sistema-ambiente cuando el sistema pasa desde un estado dado hasta el estado muerto.

En el análisis exergético hay que referirse constantemente a un ambiente estable de referencia. Este ambiente estable de referencia es un estado de equilibrio termodinámico completo. Cuando alguna propiedad intensiva de un sistema, presión, temperatura o potencial químico, difiere de la correspondiente del ambiente, existe la posibilidad de realización de trabajo. El ambiente proporciona por lo tanto un nivel de referencia natural para la determinación de la exergía.

Cuando el sistema se encuentra en desequilibrio térmico y mecánico con el ambiente de referencia, el trabajo máximo que puede realizar hasta llegar al equilibrio con el ambiente se denomina exergía termomecánica o exergía física. En el caso de que exista sólo un desequilibrio químico con el ambiente, el trabajo máximo que puede realizar hasta llegar al equilibrio con el ambiente se conoce como exergía química. La suma de estas dos exergías constituye la exergía interna del sistema. Existen dos tipos más de exergía, aquella debida a la energía cinética del sistema del que se calcula suponiendo que este es abierto y aquella debida a la energía potencial del sistema, es decir a su posición en un campo de fuerzas. En los sistemas objeto de estudio, estas dos últimas suelen ser despreciables por su pequeño valor frente a las anteriormente citadas.

La suma de la exergía física y química, es decir la exergía interna, constituye la capacidad máxima de realizar trabajo que tiene el sistema en cuestión, o dicho de otra manera, el máximo trabajo útil que se puede extraer durante su evolución hacia el estado estable de referencia o estado muerto.

7.3.2 Cálculo de exergías

7.3.2.1 Exergía de un sistema cerrado

La exergía de un sistema cerrado o energía utilizable del sistema, es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando se lleva el sistema del estado (T,p) en que se encuentra, al estado muerto (T_o,p_o) , sin más intervenciones que las del propio proceso y el ambiente. El trabajo máximo se obtendrá cuando el paso al estado muerto se realice reversiblemente. Por cualquier camino reversible se producirá el mismo trabajo siempre y cuando sean iguales el estado en el que se encuentra y el estado de referencia.

Para determinar la energía utilizable del sistema, bastará llevarlo idealmente al estado muerto mediante el proceso reversible que se desee. La exergía del sistema será:

$$A = L - L_0$$

siendo:

$$L = U + p_0V - T_0S$$

Esta exergía se denomina exergía sin flujo. En el caso en que el sistema realice una transformación desde un estado inicial (T_1, p_1) hasta un estado final (T_2, p_2) cualquiera, la variación de exergía será:

$$\Delta A = A_2 - A_1$$

En términos de L,

$$\Delta A = L_2 - L_1$$

La expresión matemática de la variación de exergía, cuando el sistema sufre un proceso elemental, será:

$$dA = dL = dU + p_0dV - T_0dS$$

Aplicando el primer y segundo principio de la termodinámica, siendo S_i la entropía creada en el sistema debida a la irreversibilidad del proceso, la cual sólo será nula cuando el proceso sea reversible

$$\delta Q = dU + p_0V + dW_u$$

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + dS_i$$

De lo que se deduce que:

$$dA = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)dQ - dW_u - T_0dS_i$$

El interés de este resultado radica en que el trabajo útil realizado contra el sistema puede convertirse íntegramente en energía utilizable si se procede de forma reversible. Por el contrario, del calor absorbido por el sistema, sólo una fracción puede convertirse en energía utilizable. En este caso, cuanto mayor sea T, mayor será la parte del calor absorbido transformable en energía utilizable.

7.3.2.2 Exergía en un sistema abierto

La exergía de una corriente de un fluido en régimen estacionario se define como el trabajo máximo que puede obtenerse cuando el fluido fluye reversiblemente desde un estado dado al estado muerto mediante un proceso en el que se intercambia calor exclusivamente con el ambiente. Como en el estado muerto las energías potenciales y cinéticas son nulas, el trabajo útil obtenido será, si representamos la exergía específica por b :

$$b = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + gz + \frac{c^2}{2}$$

Definiendo la función de Darrieus como:

$$y = h - T_0s$$

La exergía específica o exergía por unidad de masa de la corriente toma la siguiente forma:

$$b = (y - y_0) + \frac{c^2}{2} + gz$$

La energía cinética y potencial son totalmente convertibles en trabajo útil. Los valores de estas exergías suelen ser despreciables en la mayor parte de los casos frente a la exergía interna. La exergía potencial, sólo se considera en aquellos casos en los que el sistema está formado por un líquido denso que fluye entre dos cotas suficientemente alejadas.

La exergía interna se divide a su vez en exergía física y exergía química:

$$b_{\text{int}} = b_f + b_o$$

La expresión de la exergía física para gases ideales es:

$$b = \int_{T_0}^T c_p dT - T_0 \int_{T_0}^T \frac{c_p dT}{T} + T_0 \frac{R}{M} \ln \frac{p}{p_0}$$

donde R es la constante universal de los gases ideales y M la masa molar del fluido.

La expresión de la exergía química para gases ideales es:

$$\bar{b}_q = \bar{b}_q + RT_0 x \ln x$$

Donde las exergías químicas se refieren a un mol de sustancia.

En el caso de una mezcla de gases ideales, la exergía física de la mezcla vendrá dada por la suma de los valores de la exergías físicas de cada gas multiplicadas por las fracciones molares o másicas correspondientes. Lo mismo ocurre en el caso de las exergías químicas.

7.3.3 Rendimiento exergético o rendimiento según el segundo principio

La utilidad de la energía contenida en un sistema se describe mediante la exergía. Dado que técnicamente lo que interesa de un sistema es su capacidad para producir trabajo, resulta mucho más lógico desde un punto de vista económico, calcular los rendimientos exergéticos en lugar de los energéticos.

$$\eta_{\text{exergético}} = \text{Exergía obtenida} / \text{Exergía suministrada}$$

El concepto de exergía incluye por un lado el hecho de que dos energías iguales pueden producir trabajos diferentes y además al incluir el término entrópico tiene en cuenta la irreversibilidad del proceso.

La aplicación del rendimiento exergético a procesos necesita una definición previa de los recursos, productos y residuos que están involucrados en el mismo, lo que implica juicios de valor económico. En función de esta clasificación de los flujos, el rendimiento exergético del proceso tomará distintos valores.

7.3.4 Consideraciones termodinámicas

Como es sabido, las funciones F y G, funciones de Helmholtz y de Gibbs respectivamente, definen el trabajo útil máximo que puede obtenerse en una transformación monoterma, sea ésta a volumen constante (ΔF) o a presión constante (ΔG). Estas funciones nada dicen del trabajo máximo que puede obtenerse cuando la transformación se produce entre estados cuyos extremos no se encuentren a igual temperatura y presión ni estas sean las del ambiente. La función exergía resuelve este problema.

Es importante destacar que la exergía es una función que depende del estado del sistema y del ambiente. Por tanto su valor deja de depender en exclusiva del sistema, dependiendo además del entorno. Será necesario crear un estado al que se referirán todos los cálculos, este estado recibe el nombre de estado muerto. El empleo de este estado estable de referencia llamado estado muerto, permite tratar a la exergía como si fuera una función de estado.

El término $T_0 dS_i$ expresa la pérdida de energía utilizable. Al multiplicar la temperatura por la variación de entropía del sistema, se obtiene la pérdida de trabajo utilizable en términos energéticos. Esta pérdida de trabajo utilizable, depende del proceso y del ambiente. Esta expresión corresponde para sistemas cerrados al teorema de Gouy-Stodola.

La exergía del estado muerto es nula, esto es consistente con la definición que anteriormente se ha dado de estado muerto. Todo sistema cerrado en un estado de equilibrio, que no sea el estado muerto, tiene capacidad para realizar trabajo útil sobre su entorno.

7.4 Método de cálculo

En los próximos apartados se definirán las herramientas matemáticas necesarias para la realización de una evaluación termoeconómica de un sistema cualquiera. Como paso previo a la realización de esta evaluación, se realizará un análisis exergético de la planta. Se incluyen en este apartado, tanto las herramientas como las distintas variables que han de calcularse para llegar a dicha evaluación. Para la realización de dicha evaluación, todos los cálculos se fundamentan en el álgebra matricial, confiriendo a los cálculos necesarios rapidez y agilidad a la hora de ser realizados o modificados.

7.4.1 Representación algebraica del sistema

Para definir un sistema se utiliza la matriz de incidencia, esta matriz a cuyo elemento genérico a_{ij} se le asignan los siguientes valores:

- +1: si la corriente j tiene sentido de referencia entrante en el equipo i
- -1: si la corriente j tiene sentido de referencia saliente del equipo i
- 0: si la corriente j no afecta al equipo i

Esta matriz tendrá tantas filas como equipos tenga el sistema y tantas columnas como corrientes. Las corrientes que salen del sistema, al entorno, sólo serán computadas una vez mientras que aquellas que sirvan de conexión entre equipos, aparecerán duplicadas, una vez por cada equipo. En la fila correspondiente al equipo de partida, según el criterio de signos anteriormente expuesto, aparecerá como negativa, mientras que aparecerá como positiva en la fila del equipo en el que entra. La suma de los elementos correspondientes a la columna asignada a una corriente, sumará:

- 0 si la corriente no sale del sistema, sino que es una corriente interna que conecta dos equipos.
- +1 Si la corriente entra en el sistema.
- -1 Si la corriente sale del sistema.

Las dimensiones de la matriz de incidencia dependen del nivel de agregación elegido, es decir cuanto menor sea el nivel de agregación, mayor será su orden y a la inversa.

7.4.2 Balances de masa, energía y exergía

El balance de masa de un sistema formado por m equipos interconectados por n corrientes, se escribe de la siguiente forma:

$$A_{(m \times n)} \cdot \dot{M}_{(n \times 1)} = 0_{(m \times 1)}$$

Donde la matriz $A_{(m \times n)}$ es la matriz de incidencia del sistema que describe el mismo. El vector de masa $\dot{M}_{(n \times 1)}$ es una matriz columna cuyos elementos son los flujos másicos de las corrientes del sistema.

El balance energético se expresa de manera similar, sustituyendo el vector de masa por el vector energía. Este vector puede estar compuesto por flujos que carezcan de masa, por ejemplo flujos de calor. El vector de energía $\dot{H}_{(n \times 1)}$ es un vector columna cuyos elementos son los flujos energéticos que conectan los diferentes equipos que forman parte del sistema. El balance de energía por tanto se puede expresar de forma matricial de la siguiente manera:

$$A_{(m \times n)} \cdot \dot{H}_{(n \times 1)} = 0_{(m \times 1)}$$

El balance energético es una expresión del primer principio de la termodinámica que expresa que en el sistema objeto de estudio, la cantidad de energía total es constante, o dicho de otra forma que toda la energía que entra en el sistema sale del mismo.

Por último, se indica la expresión del balance de exergía:

$$A_{(m \times n)} \cdot \dot{B}_{(n \times 1)} = \dot{B}_d_{(m \times 1)}$$

donde $\dot{B}_{(n \times 1)}$ es el vector de exergía, $\dot{B}_d_{(m \times 1)}$ el vector de diagnóstico que representa la cantidad de exergía que se destruye en el equipo por unidad de tiempo. El balance de exergía no es más que una expresión del segundo principio de la termodinámica, e indica la cantidad de energía degradada en la transformación que se lleva a cabo en el equipo.

Cada elemento del vector de diagnóstico $\dot{B}_{d,i}$ representa la exergía destruida en un equipo genérico i . Para calcular la exergía total destruida por el sistema, bastará sumar los elementos de este vector. La exergía destruida en cada equipo, indica por tanto el ahorro energético máximo que se podría obtener

con ese equipo. La destrucción total de exergía en el sistema, es la suma de las exergías destruidas por equipo.

$$\dot{B}_d = \sum_{i=1}^n \dot{B}_{d,i}$$

Para conocer dentro del sistema el peso relativo de cada equipo en lo que a destrucción de exergía se refiere, basta con dividir la exergía destruida por cada equipo entre la total destruida por el sistema. Esto sirve para conocer el punto débil del sistema en lo que a degradación de energía o trabajo útil destruido se refiere. La destrucción relativa de exergía d_i se define como:

$$d_i = \frac{\dot{B}_{d,i}}{\dot{B}_d}$$

7.4.3 El coste exergético

En el apartado anterior, se ha razonado sobre una base puramente física, sin introducir consideraciones de tipo económico, tales como que recursos se consumen, qué productos útiles se generan, qué residuos se originan en el sistema. Hasta ahora, sólo se conoce la destrucción de exergía en el sistema. Mediante la introducción de conceptos económicos, se conocerá el coste de los productos obtenidos así como el coste de las corrientes que forman el sistema.

El coste exergético de un flujo exergético \dot{B}_i es la exergía B_i^* consumida para producirlo. Con este concepto, se relacionan propiedades termodinámicas de cada flujo, dependientes de su estado y composición, con el equipo empleado para su producción. Por tanto en función del equipo utilizado para producción de un flujo exergético, variará el coste del mismo. Esta variación del coste del flujo exergético en función del equipo depende de la perfección termodinámica del mismo.

Se define el coste exergético unitario k_i^* de una corriente i como la exergía consumida para obtener una unidad de exergía de la misma:

$$k_i^* = \frac{B_i^*}{\dot{B}_i}$$

Como es lógico, el valor del coste exergético unitario será siempre mayor que la unidad, tanto más cuanto menor sea la eficiencia termodinámica del proceso utilizado. Para un equipo genérico de un sistema se verifica el balance de coste exergético básico:

$$\sum B_{saliente}^* = \sum B_{entrante}^*$$

Esto representa el hecho de que el coste exergético de los flujos entrantes ha de ser igual al coste exergético de los salientes. Por tanto, el coste exergético es conservativo y satisface formalmente balances idénticos a los energéticos.

Para un sistema, en general, se puede establecer un balance de coste exergético:

$$A_{(m \times n)} \cdot B^*_{(n \times 1)} = 0_{(m \times 1)}$$

que proporciona m ecuaciones para determinar los n costes exergéticos. Como en general $n > m$, se precisan $(n - m)$ ecuaciones adicionales. Estas ecuaciones adicionales se añaden mediante la matriz de producción, con lo que se obtendrá una matriz cuadrada y por lo tanto invertible.

La matriz de producción $\alpha_{(n-m) \times n}$, está formada por filas cuyos elementos son nulos excepto los siguientes:

1. Entradas, subproductos y residuos: se da valor 1 al elemento α_{ij} que corresponda a la corriente en cuestión.
2. Bifurcaciones: valor $+\frac{1}{\dot{B}_j}$ en la columna que corresponda a una de las corrientes, y $-\frac{1}{\dot{B}_k}$ en la que corresponda a la otra.

Estas bifurcaciones se definen como las salidas de un equipo o sistema que exceden de la unidad. Es decir cuando un equipo o sistema tiene varias salidas, todas aquellas que excedan de una se computarán como bifurcaciones. Si no existen otras condiciones dentro del sistema, puede asignarse un mismo coste exergético unitario a ambas salidas. Esto es:

$$\frac{\dot{B}_i^*}{\dot{B}_i} = \frac{\dot{B}_j^*}{\dot{B}_j} = k^*$$

Los costes exergéticos de las bifurcaciones serán proporcionales a su contenido exergético.

Una vez obtenidas las ecuaciones necesarias para hacer que el sistema de ecuaciones tenga solución, se define el vector de costes exergéticos definidos $\omega_{(n-m) \times 1}$, cuyos elementos tienen los siguientes valores:

- Entradas: \dot{B}_j
- Bifurcaciones y residuos: 0

Así, el sistema formado por $\alpha_{(n-m) \times n} \cdot B_{(n \times 1)}^* = \omega_{(n-m) \times 1}$ proporciona las n-m ecuaciones adicionales que se precisan para calcular los costes exergéticos del sistema. Una vez determinados los dos sistemas, estos forman un único sistema determinado que permitirá el cálculo de los n costes exergéticos del sistema.

Combinando las matrices de incidencia $A_{(m \times n)}$ y de producción $\alpha_{(n-m) \times n}$, se obtiene una única matriz cuadrada $A_{(n \times n)}$ llamada matriz de costes. Esta matriz de costes tiene la siguiente forma:

$$A \equiv \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix}$$

Posteriormente se obtiene el vector de costes exergéticos imputados, formado por los m primeros elementos nulos y los m-n restantes, los elementos del vector de costes exergéticos definidos:

$$\Omega \equiv \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix}$$

Este vector es un vector columna de dimensiones nx1.

Una vez definidas estas matrices se puede plantear el balance de coste exergético de la siguiente manera:

$$A_{(n \times n)} \cdot B_{(n \times 1)}^* = \Omega_{(n \times 1)}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones propuesto como balance de costes exergéticos de la forma habitual, es decir premultiplicando el vector de costes exergéticos imputados por la inversa de la matriz de producción, se llega a la determinación de los n costes exergéticos del sistema. Se verifica por tanto:

$$B_{(n \times 1)}^* = A_{(n \times n)}^{-1} \Omega_{(n \times 1)}$$

Toda corriente, que transporte un flujo exergético \dot{B}_i tiene un coste exergético B_i^* , que mide la cantidad de exergía consumida para producir esa corriente. Ambos conceptos se expresan en unidades de potencia.

Existe además un coste termoeconómico π_i asociado a cada corriente. Este coste se expresa en unidades monetarias por unidad de tiempo, definiéndose como el coste económico de la producción de la corriente asociada a dicho coste. Puesto que el coste exergético mide la exergía consumida para producir esa corriente, la relación entre el coste termoeconómico y el coste exergético representa el coste económico por unidad de exergía consumida en la producción de la corriente. Este coste

termoeconómico unitario, se expresa en unidades monetarias por unidad de exergía. Este coste se representa mediante:

$$c_i^* = \frac{\pi_i}{B_i^*}$$

En una instalación que utilice un único combustible, el coste exergético unitario mide el consumo unitario de combustible y el coste termoeconómico unitario del combustible representa el coste unitario del combustible.

Se define el coste exergoeconómico unitario c_i como el coste económico de la unidad de exergía de la corriente i :

$$c_i = \frac{\pi_i}{B_i}$$

Por lo tanto existen ahora dos caminos equivalentes que relacionan el coste termoeconómico de una corriente con la exergía necesaria para su producción, o con la exergía de la propia corriente. La relación que existe entre estos dos costes es la siguiente:

$$c_i = k_i^* c_i^*$$

Esta relación se deduce de:

$$\pi_i = c_i^* B_i^* = c_i B_i = c_i^* (k_i^* B_i)$$

Ecuación que relaciona los tres costes unitarios.

Para la realización de un balance económico, hay que tener en cuenta que el coste total de las salidas ha de ser igual al coste de las entradas más los costes fijos de amortización, mantenimiento, personal y gastos generales de la planta, referidos a la unidad de tiempo.

En forma matricial el balance económico se expresa:

$$A_{(m \times n)} \Pi_{(n \times 1)} + Z_{(m \times 1)} = 0_{(m \times 1)}$$

siendo $A_{(m \times n)}$ la matriz de incidencia del sistema, $\Pi_{(n \times 1)}$ el vector de coste termoeconómico y $Z_{(m \times 1)}$ el vector de costes fijos z_i del sistema.

Como en el caso de la determinación del coste exergético, este balance aporta m ecuaciones con n incógnitas, luego se precisan $n-m$ ecuaciones adicionales para conocer los n costes termoeconómicos del sistema. Para introducir estas ecuaciones, se introduce la matriz de producción $\alpha_{(n-m) \times n}$, y se define el vector de costes termoeconómicos definidos $\phi_{(n-m) \times 1}$, cuyos elementos toman los valores:

- Entradas: ϕ_j
- Bifurcaciones y residuos: 0

El coste termoeconómico de las entradas se establece por definición igual al flujo de coste de la corriente entrante. Luego:

$$\pi_e \equiv \phi_e$$

Para las bifurcaciones, ya sean internas del sistema o de dos productos principales se asigna un mismo coste termoeconómico unitario c_i^* a las dos corrientes. Lo mismo ocurre con el coste exergético unitario k_i^* . Ocurre lo mismo con el coste exergoeconómico unitario.

Por lo tanto:

$$\frac{\pi_i}{B_i} = \frac{\pi_j}{B_j}$$

Todas las condiciones anteriormente expuestas para la obtención del número necesario de ecuaciones son puramente económicas salvo la última referente a las bifurcaciones que tiene carácter termodinámico.

Al igual que en el balance de coste exergético se obtienen dos sistemas de ecuaciones:

$$\alpha_{(n-m) \times n} \cdot \Pi_{(n \times 1)} = \phi_{(n-m) \times 1}$$

y

$$A_{(m \times n)} \cdot \Pi_{(n \times 1)} + Z_{(m \times 1)} = 0_{(m \times 1)}$$

lo que hará que el sistema admita solución. Combinando ambos sistemas de ecuaciones se obtienen las matrices:

$$A_{(n \times n)} \equiv \begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix}$$

y

$$\Phi_{(n \times 1)} \equiv \begin{bmatrix} Z \\ -\phi \end{bmatrix}$$

siendo esta última el vector de costes termoeconómicos imputados.

Una vez definidas estas matrices, se puede escribir el balance de coste económico de la siguiente forma:

$$A_{(n \times n)} \cdot \Pi_{(n \times 1)} + \Phi_{(n \times 1)} = 0_{(n \times 1)}$$

Para el cálculo de los costes termoeconómicos variables bastaría realizar el mismo balance económico y sustituir del vector de costes termoeconómicos imputados los costes fijos por un vector nulo. Esto permite conocer la estructura de los costes totales, separados en costes variables y costes fijos.

7.4.4 Evaluación termoeconómica

En la evaluación termoeconómica de una planta, se calcularán para cada equipo los siguientes parámetros:

- La destrucción de exergía $B_{d,i}$ mediante un balance exerético. Esta destrucción de exergía por equipo vendrá dada por el vector de diagnóstico.
- El ratio de destrucción de exergía $r_{d,i}$ definido como $r_{d,i} = \frac{B_{d,i}}{R}$ siendo R la exergía de los recursos.
- El rendimiento exerético $\zeta_i = \frac{P}{R}$ siendo P la exergía total de los productos y R la exergía total de los recursos y el consumo exerético unitario $k_i = \frac{1}{\zeta}$.
- El coste fijo Z_i
- El sobrecoste relativo definido como $r_i = \frac{c_{p,i} - c_{R,i}}{c_{R,i}}$.

Una vez calculados todos los conceptos anteriormente citados, se calcula el factor exergoeconómico, definido como el cociente o la relación entre los costes fijos y el sobrecoste total originado en el equipo.

Su expresión es:

$$f_i = \frac{\dot{Z}_i}{c_{R,i}(\dot{I}_i + \dot{B}_{d,i}) + \dot{Z}_i}$$

Obteniéndose así una medida de la contribución relativa de los costes fijos al sobrecoste total originado en el equipo.

La utilidad de este factor radica en que propone guías de actuación sobre los equipos de una planta a fin de reducir los costes de la misma y aumentar su eficiencia. Por ejemplo, si un equipo importante para un cierto sistema presenta un factor exergoeconómico pequeño, podría lograrse una mejora de los costes del sistema mediante un aumento de la eficiencia termodinámica del equipo aunque ello requiera una mayor inversión en el equipo, con el consiguiente aumento de sus costes fijos. Si por el contrario el factor exergoeconómico fuera elevado, podría convenir una simplificación en el diseño del equipo, aun incurriendo en una mayor destrucción de la exergía. Generalmente a cada tipo básico de equipo le corresponde un intervalo característico de valores del factor exergoeconómico.

Para realizar la evaluación termoeconómica de la planta, los equipos con mayores sobrecostes serán los primeros en que habrá que investigar posibles mejoras de diseño, especialmente en aquellos de sobrecoste relativo alto.

El factor exergoeconómico, proporcionará como se dijo anteriormente la línea de actuación preferente:

- Si f_i es elevado, convendrá investigar si se reduce el sobrecoste mediante la simplificación del diseño que reduzca la inversión, aunque disminuya su eficiencia exergética y por tanto su ahorro energético.
- Si f_i es bajo, será preferible intentar reducir el sobrecoste, mediante mejoras termodinámicas, que probablemente aumentarán la inversión.

En cualquier caso se ha de investigar el efecto de mejoras termodinámicas en los equipos de rendimiento exergético bajo, o con valores elevados de la destrucción de exergía o del ratio correspondiente. Si algún elemento de un equipo destruye exergía sin contribuir a disminuir la inversión o los costes en éste u otros equipos, habrá que considerar su eliminación.

7.4.5 Conclusión

Estas ideas proporcionan una forma simple y segura de investigar mejoras en el diseño de un sistema, actuando sobre la eficiencia termodinámica y la inversión requerida en los equipos.

El proceso seguido para la realización de la evaluación termoeconómica es el siguiente:

- Se ordenan los equipos por términos de sobrecoste decreciente.
- Se estudian mejoras en los equipos que tengan un mayor sobrecoste.
- Se estudian con especial atención aquellos equipos de mayores sobrecostes relativos.
- Se utiliza el factor exergoeconómico para seguir una línea de actuación:
 - Si es elevado, investigar si mejora el coste exergoeconómico unitario del producto al reducir la inversión, aunque se reduzca la eficiencia termodinámica del equipo.
 - Si es bajo, investigar si una mejora de la eficiencia termodinámica del equipo, reduce el coste exergoeconómico del equipo, aunque requiera una inversión mayor.

Por último se investiga la conveniencia de mejorar la eficiencia termodinámica de todo equipo que tenga un rendimiento exergético bajo o valores elevados de destrucción de exergía, destrucción relativa de exergía o del ratio de destrucción de exergía.

8 ANÁLISIS DE LOS EQUIPOS DE LA PLANTA

Los cálculos realizados en este proyecto y expuestos en el apartado anterior han sido realizados mediante un libro de Excel de 32 hojas.

8.1 Datos de partida

Los datos de partida, son los del diseño de una planta de ciclo combinado de 219 MW, realizados por Duro Felguera S.A.

Se definen como propiedades del entorno, una temperatura de 20 °C y una humedad relativa del 67 %. La presión del entorno es la presión atmosférica, correspondiente, aproximadamente a 1 bar.

A partir de este momento se utiliza como unidad de presión el bar, siendo la unidad del sistema internacional de esta magnitud el Pascal y la equivalencia entre ambas:

$$1\text{Pa} = 10^{-5} \text{ bar}$$

8.1.1 Turbogrupos de gas

En la figura 8 se muestran los distintos equipos que componen el turbogrupos de gas.

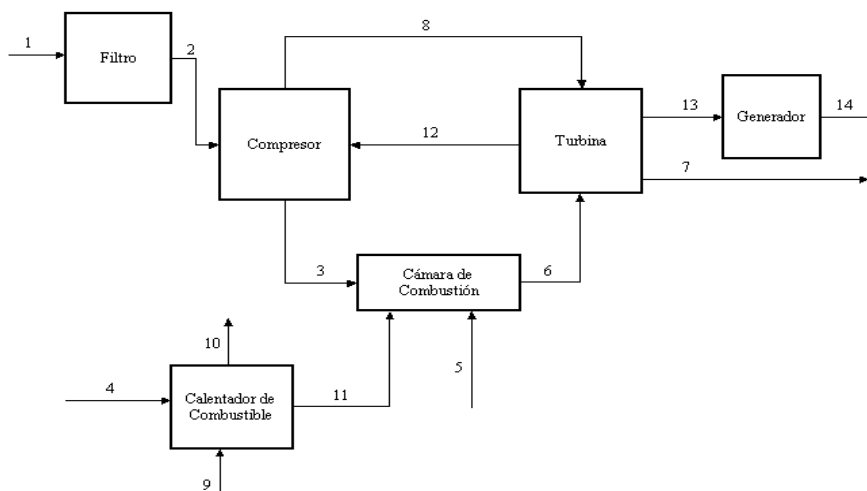


Figura 8: Esquema de turbogrupos de gas.

Los datos de partida del turbogrupo de gas, son los caudales, presiones y temperaturas de los flujos de gases a la entrada y salida de cada uno de los equipos que forman el turbogrupo, así como la composición de estos. Como se indica en la tabla 5:

Tabla 5: Caudales, presiones y temperaturas de los flujos del turbogrupo de gas.

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	kg/s
1	Entrada aire	1,00	20	196,01
2	Entrada en compresor	0,99	20	196,01
3	Descarga de compresor	15,16	391	168,01
4	Entrada combustible	20,24	25	4,94
5	Entrada vapor cámara de combustión	19,50	211	8,50
6	Entrada turbina	14,55	1263	181,45
7	Gases de escape	1,03	592	209,45
8	Sangrado compresor	8,10	357	28,00
9	Entrada vapor calentador	104,77	588	5,24
10	Salida vapor calentador	104,77	422	5,24
11	Entrada combustible en c. combustión	20,24	260	4,94

FUENTE: Duro Felguera 2002

También son suministrados los valores de la potencia de la turbina cedida al compresor y al generador, así como la potencia del grupo cedida a la red.

Estos se detallan en la tabla 6.

Tabla 6: Potencias cedidas por al turbina y generador

	Corriente	Potencia
		kW
12	Trabajo mecánico a compresor	74662
13	Trabajo mecánico a generador eléctrico	76656
14	Trabajo a red	73828

FUENTE: Duro Felguera 2002

Al ser datos de un turbogrupo que se vende como conjunto, no existen datos de presión y temperatura para el flujo 8 correspondiente al sangrado del compresor. Estos han sido supuestos teniendo en cuenta que como esta extracción tiene como fin la refrigeración de la turbina, la extracción del compresor se realiza a una presión intermedia. Para el cálculo de la temperatura de extracción se supone una

compresión adiabática, utilizando como coeficiente adiabático para dicha compresión, el correspondiente al aire frío.

En cuanto a las composiciones de los gases, éstas se observan en la tabla 7.

Tabla 7: Composición de las corrientes gaseosas del grupo de gas.

	Corrientes	Fracción molar			
		N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O
1	Entrada aire	0,7781	0,2063	0,0003	0,0153
2	Entrada en compresor	0,7781	0,2063	0,0003	0,0153
3	Descarga de compresor	0,7781	0,2063	0,0003	0,0153
5	Entrada vapor c. combustión	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000
6	Entrada turbina	0,7004	0,1043	0,0545	0,1408
7	Gases de escape	0,7105	0,1176	0,4740	0,1244
8	Sangrado compresor	0,7781	0,2063	0,0003	0,0153
9	Entrada vapor calentador	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000
10	Salida vapor calentador	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000

FUENTE: Duro Felguera 2002

8.1.2 Caldera de recuperación

8.1.2.1 Circuito de condensado

En la figura 9 se muestra un esquema del circuito de condensado:

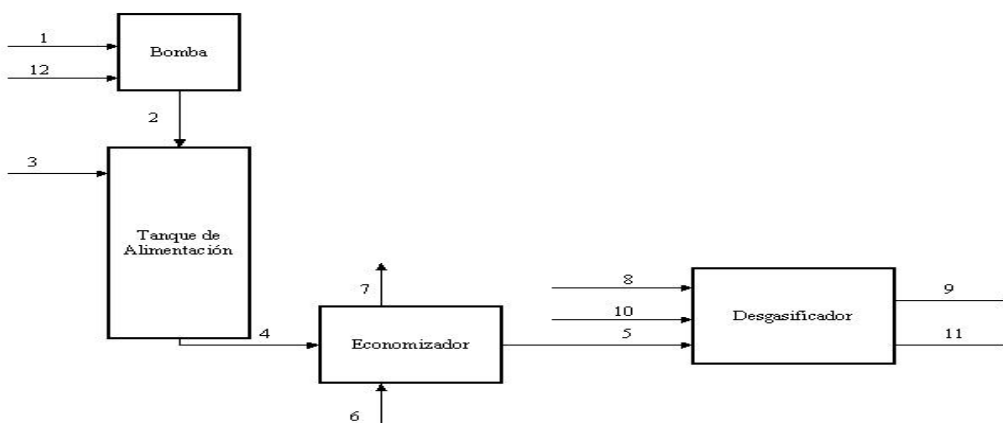


Figura 9: Circuito de condensado

Los datos para el circuito de condensado son los que se muestran en la tabla 8.

Tabla 8: Datos de corrientes del circuito de alimentación.

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	kg/s
1	Salida del condensador	0,04	29,9	45,22
2	Entrada tanque alimentación I	4,62	30,5	45,22
3	Entrada tanque alimentación II	3,45	21,3	17,45
4	Entrada en economizador	4,62	27,8	62,66
5	Entrada en desgasificador	4,48	142,2	62,66
6	Entrada gas economizador	1,03	182,8	418,89
7	Salida gas economizador	1,03	116,2	418,89
8	Salida calentador combustible	104,77	148,9	5,24
9	Entrada circuito baja presión	4,48	147,8	0,53
10	Salida circuito baja presión	4,48	147,8	0,68
11	Entrada circuito media presión	4,48	147,8	68,06

FUENTE: Duro Felguera 2002

La potencia suministrada por la bomba al circuito, corriente 12 es de 146 kW.

8.1.2.2 Circuito de baja presión

El esquema correspondiente al circuito de baja presión aparece en la figura 10.

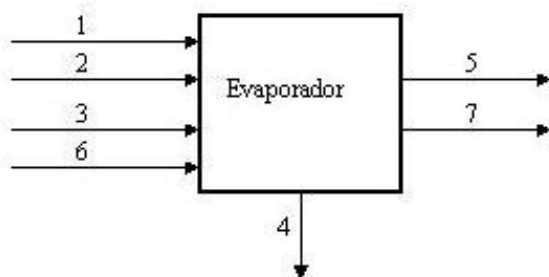


Figura 10: Circuito de baja presión.

Los datos correspondientes al circuito de baja presión se muestran en la tabla 9.

Tabla 9: Datos de corrientes del circuito de baja presión.

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	kg/s
1	Entrada circuito baja presión	4,48	147,8	0,53
2	Entrada de tanque I	4,48	147,8	0,15
3	Entrada de tanque II	4,48	147,8	0,009
4	Purga	4,48	147,8	0,005
5	Vapor al desgasificador	4,48	147,8	0,68
6	Entrada gas evaporador baja presión	1,03	185,2	418,89
7	Salida gas evaporador baja presión	1,03	182,8	418,89

FUENTE: Duro Felguera 2002

8.1.2.3 Circuito de media presión

El esquema correspondiente al circuito de media presión se aprecia en la figura 11:

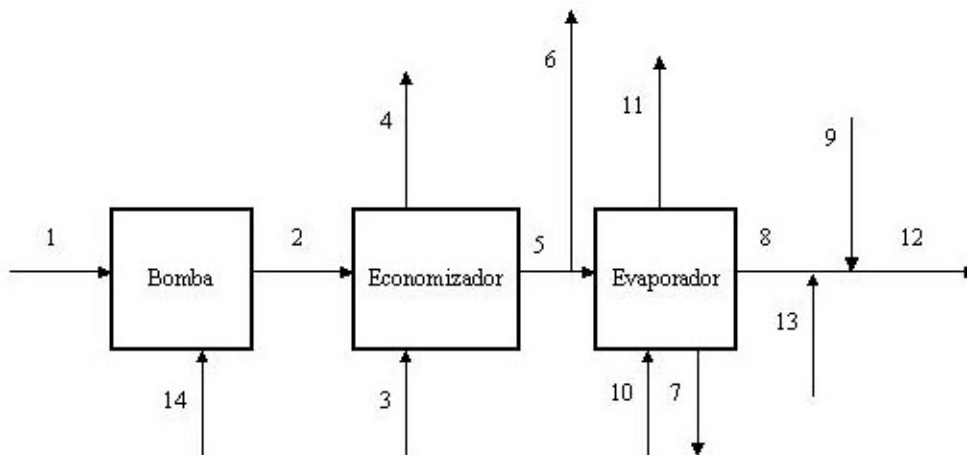


Figura 11: Circuito de media presión.

Los datos relativos al circuito de media presión se indican en la tabla 10.

Tabla 10: Datos de corrientes de circuito de media presión.

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	kg/s
1	Entrada circuito	4,48	147,8	68,06
2	Entrada economizador	21,41	148,3	68,06
3	Entrada gas en economizador	1,03	227,6	418,89
4	Salida gas evaporador	1,03	185,2	418,89
5	Entrada en evaporador	20,79	213	9,11
6	Salida al circuito alta presión	20,79	213	58,95
7	Purga evaporador	20,79	214,3	0,07
8	Salida evaporador	20,79	214,3	9,04
9	Entrada circuito alta presión	107,92	215,7	1,03
10	Entrada gas evaporador	1,03	264,5	418,89
11	Salida gas evaporador	1,03	227,6	418,89
12	Salida del sistema de media presión	19,5	211,1	17,01
13	Entrada Recalentadores	20,79	323	6,93

FUENTE: Duro Felguera 2002

En este circuito existe una bomba para impulsar el condensado, esta bomba consume 239 kW. Este flujo energético corresponde a la corriente 14.

8.1.2.4 Circuito de alta presión

El esquema correspondiente al circuito de alta presión se muestra en la figura 12:

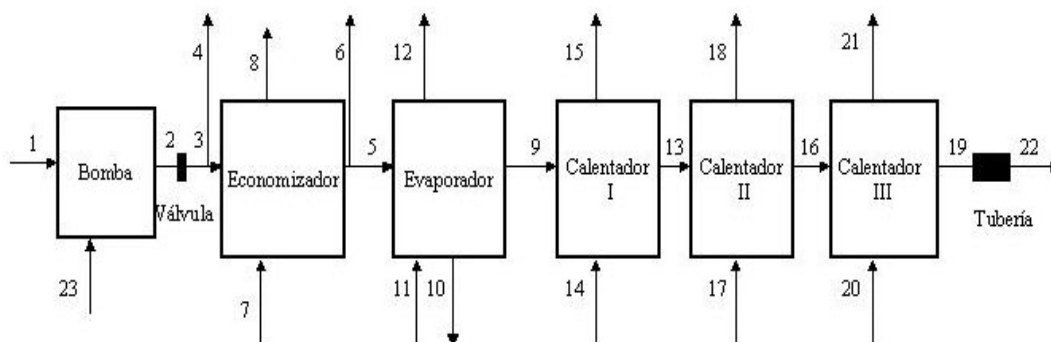


Figura 12: Circuito de alta presión.

Los datos correspondientes al circuito de alta presión se indican en a tabla 11.

Tabla 11: Datos de corrientes de circuito de alta presión.

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	Kg/s
1	Salida al circuito	20,79	213	58,95
2	Salida bomba alimentación	124,21	215,7	58,95
3	Entrada economizador	107,92	215,7	57,91
4	Entrada circuito	107,92	215,7	1,03
5	Salida economizador	104,77	311,7	52,67
6	Salida calentador combustible	104,77	311,7	5,24
7	Entrada gas economizador	1,03	324,4	418,89
8	Entrada evaporador	104,77	312	52,67
9	Salida evaporador	104,77	314,4	52,28
10	Purga evaporador	104,77	314,5	0,39
11	Entrada gas evaporador	1,03	466,7	418,89
12	Salida gas evaporador	1,03	324,4	418,89
13	Salida calentador I	103,8	439	52,28
14	Entrada gas calentador I	1,03	518,8	418,89
15	Salida gas calentador I	1,03	466,7	418,89
16	Salida calentador II	102,7	499	52,28
17	Entrada gas calentador II	1,03	567,2	418,89
18	Salida gas calentador II	1,03	550,1	418,89
19	Salida calentador III	101,7	539	52,28
20	Entrada gas calentador III	1,03	589,9	418,89
21	Salida gas calentador III	1,03	579,1	418,89
22	Entrada en turbina	99,97	538	52,28

FUENTE: Duro Felguera 2002

En el circuito de alta presión de la caldera de recuperación hay bomba que consume 999 kW, este flujo energético es la corriente 23.

8.1.3 Turbogrupos de vapor

El esquema que representa las corrientes de este sistema se muestra en la figura 13:

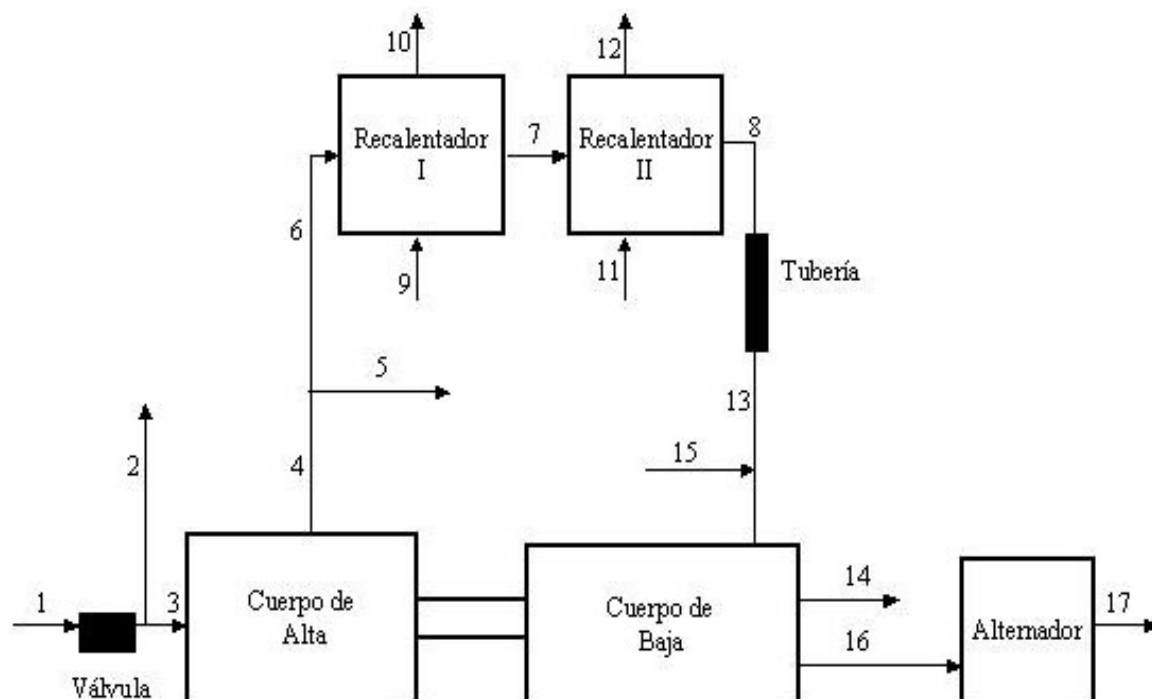


Figura 13: Turbogrupos de vapor.

Como se puede observar aunque los recalentadores corresponden a la caldera de recuperación, se han tratado como si fuesen parte de este sistema, lo mismo ocurre en análisis posteriores.

Los datos de las corrientes que forman parte de este sistema son los que se muestra en la tabla 12:

Tabla 12: Datos de corrientes del turbogruppo de vapor.

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	kg/s
1	Entrada cuerpo alta turbina	99,97	536,7	52,28
2	Pérdida	97,47	536,7	0,52
3	Entrada cuerpo alta turbina	97,47	536,7	51,76
4	Salida cuerpo alta	21,52	325,1	51,76
5	Salida recalentadores a media presión	20,79	323,1	6,934
6	Entrada recalentador I	20,79	323,2	44,82
7	Entrada recalentador III	20,49	479,1	44,82
8	Salida recalentador III	20,18	539,1	44,82
9	Entrada gas recalentador I	1,03	550,1	418,89
10	Salida gas recalentador I	1,03	518,8	418,89
11	Entrada gas recalentador II	1,03	579,1	418,89
12	Salida gas recalentador II	1,03	567,2	418,89
13	Entrada cuerpo de baja	19,5	537,8	44,82
14	Salida cuerpo de baja	0,04	29,9	45,22
15	Entrada vapor cierre	19,5	501,2	0,39

FUENTE: Duro Felguera 2002

El trabajo realizado por la turbina es de 72488 kW, y es la corriente 16. La energía eléctrica producida por el generador es de 71053 kW que corresponde a la corriente 17.

8.1.4 Condensador

El esquema del condensador se muestra en la figura 14.

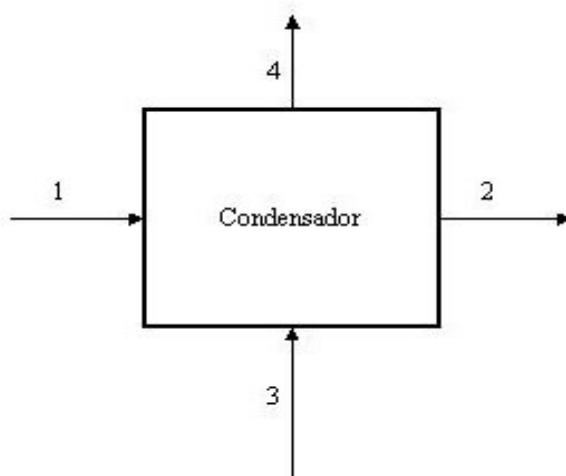


Figura 14: Esquema del condensador

Los datos relativos al condensadores indican en la tabla 13.

Tabla 13: Datos de corrientes del condensador

	Corrientes	Presión	Temperatura	Caudal
		bar	°C	kg/s
1	Entrada condensador	0,04	29,9	45,22
2	Salida condensador	0,04	29,9	45,22
3	Entrada agua refrigeración	3,83	21	4419,18
4	Salida agua refrigeración	3,83	26,6	4419,18

FUENTE: Duro Felguera 2002

Se sabe como se ha indicado anteriormente que existen bombas tanto para impulsar el agua de refrigeración como para el condensado a la salida. Con respecto a las bombas de impulsión del agua de refrigeración, estas carecen de interés en este proyecto. Con respecto a la bomba de impulsión a la salida del condensador, esta se ha introducido en el análisis del circuito del condensado.

Los datos económicos suministrados por la empresa y que serán los que determinen el nivel de agregación elegido para la evaluación termoeconómica incluyen un desglose pormenorizado de la inversión así como el coste del combustible y el análisis económico del proyecto. Estos datos ya agrupados en función de las necesidades de este proyecto, son aquellos referidos a la inversión que se

realizaría en el momento actual si se compararan los equipos. Los datos referentes a la inversión económica que se debería realizar en la planta se indican en la tabla 14.

Tabla 14: Coste de los equipos e inversión realizada en la planta.

Equipo	Coste del equipo	Inversión en planta
	€	€
Turbina de gas	20365000	40730000
Caldera de recuperación.	8657500	17315000
Condensador	729200	729200
Sistema de monitorización continuo de emisiones	440000	440000
Sistema de control distribuido	749500	749500
Equipo de transporte y distribución de electricidad	2326000	2326000
Equipo de generación de electricidad	1147300	1147300
Total invertido		74975000

FUENTE: Duro Felguera 2002

8.2 Análisis exerético

Para el cálculo de la entalpía y exergía de todas las corrientes formadas por una mezcla de gases, se considera dicha mezcla como una mezcla ideal. Para ellos se calculan las entalpías y exergías de cada uno de los gases por separado y posteriormente se suman ponderando estos resultados con sus fracciones molares.

Para el cálculo de la exergía se define como estado estable de referencia o estado muerto al ambiente. Es decir se considera que el estado muerto se encuentra a una temperatura de 20 °C a una presión de 1,00 bar con la composición que se indica en la tabla 15.

Tabla 15: Composición del ambiente estable de referencia.

Gases	Fracción molar
	%
N ₂	77,81
O ₂	20,63
CO ₂	0,03
H ₂ O	1,53

FUENTE: Duro Felguera 2002

Se considera que el aire tiene una masa molar de 28,80 g.

Para la realización de los cálculos de exergía de cada una de las corrientes, se ha tenido en cuenta que no sólo existe desequilibrio físico sino que también existe desequilibrio químico. En el cálculo de la

entalpía se establece como nivel de referencia, que la entalpía de las distintas sustancias es nula a 20°C.

8.2.1 Turbogrupos de gas

8.2.1.1 Cálculo de entalpías y exergías

Antes de realizar los balances de materia, energía y exergía del turbogrupos de gas, se realizan los cálculos necesarios para la determinación de la energía y exergía de cada caudal.

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 16:

Tabla 16: Entalpía y exergía de las corrientes del turbogrupos de gas.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Entrada aire	196,01	0,00	0,00
2	Entrada en compresor	196,01	0,00	-166,63
3	Descarga de compresor	168,01	64847,29	61755,84
4	Entrada combustible	4,94	209112,67	224190
5	Entrada vapor c. combustión	8,50	23069,53	7996,12
6	Entrada turbina	181,45	292054	234330,17
7	Gases de escape	209,45	149872	80685,03
8	Sangrado compresor	28,00	9790,40	8251,23
9	Entrada vapor calentador	5,24	6959,21	2156,55
10	Salida vapor calentador	5,24	2881,98	525,70
11	Entrada combustible en c. combustión	4,94	213180,10	225733,05
12	Trabajo mecánico a compresor	0,00	74662,00	74662,00
13	Trabajo mecánico a generador eléctrico	0,00	76656,00	76656,00
14	Trabajo a red	0,00	73828,00	73828,00

8.2.1.2 Balances de materia, energía y exergía

Una vez que se conocen la entalpía y la exergía de las corrientes del grupo de gas, se realizan los balances de masa, energía y exergía. En los balances de exergía se determina la destrucción de exergía de cada equipo, así como la del sistema. Se determina igualmente la contribución relativa de exergía destruida al total del sistema, es decir, la destrucción relativa de cada equipo.

Para la realización de estos balances, previamente se establece la matriz de incidencia del sistema. Esta matriz de incidencia, de 7x14 se muestra en la tabla 17.

Tabla 17: Matriz de incidencia del turbogruppo de gas

Corrientes/Equipos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Filtro	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Compresor	0	1	-1	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	0
Cámara de combustión	0	0	1	0	1	-1	0	0	0	0	1	0	0	0
Turbina	0	0	0	0	0	1	-1	1	0	0	0	-1	-1	0
Generador	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1
Calentador	0	0	0	1	0	0	0	0	1	-1	-1	0	0	0
Sistema	1	0	0	1	1	0	-1	0	1	-1	0	0	0	-1

El balance de masa y energía obtenido por equipo se muestra en la tabla 18.

Tabla 18: Balances de masa y energía.

Equipos	\dot{m}	\dot{h}
	kg/s	kW
Filtro	0,00	0,00
Compresor	0,00	24,31
Cámara de combustión	0,00	9042,82
Turbina	0,00	654,40
Generador	0,00	2827,80
Calentador	0,00	9,90
Sistema	0,00	12559,23

En el balance de exergía, se obtiene el vector de diagnóstico así como la destrucción relativa de cada equipo se indica en la tabla 19.

Tabla 19: Vector diagnóstico y destrucción relativa de exergía

Equipos	Balance de exergía	Destrucción relativa
	\dot{B}_d kW	
Filtro	166,63	0,21
Compresor	4488,30	5,66
Cámara de combustión	61154,80	77,11
Turbina	10578,36	13,34
Generador	2827,80	3,57
Calentador	87,85	0,11
Sistema	79303,73	100,00

8.2.2 Circuitos de la caldera de recuperación

A continuación se muestran los resultados obtenidos en el cálculo de entalpías y exergías que forman parte del sistema de la caldera de recuperación. Este estudio se divide en cuatro partes, en función de los diferentes circuitos que existen en la caldera. Se comenzará analizando el circuito de condensado; posteriormente se estudiarán los circuitos de baja, media y alta presión.

8.2.2.1 Cálculo de entalpías y exergías de los circuitos de la caldera de recuperación.

Los caudales, las entalpías y exergías asociadas a este circuito son los que se indican en la tabla 20.

Tabla 20: Caudales, entalpías y exergías del circuito de condensado.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Salida del condensador	45,22	1853,22	0,75
2	Entrada tanque alimentación I	45,22	1997,91	111,62
3	Entrada tanque alimentación II	17,45	86,98	1,99
4	Entrada en economizador	62,66	2073,16	56,86
5	Entrada en desgasificador	62,66	32275,28	5370,22
6	Entrada gas economizador	418,89	73843,86	53771,82
7	Salida gas economizador	418,89	43392,04	44478,36
8	Salida calentador combustible	5,24	2881,98	525,70
9	Entrada circuito baja presión	0,53	282,81	48,55
10	Salida circuito baja presión	0,68	1802,86	499,59
11	Entrada circuito media presión	68,06	36660,81	6293,22
12	Trabajo mecánico bomba	0,00	145,70	145,70

Los caudales, entalpías y exergías asociadas a las corrientes que forman el sistema de baja presión se indican en la tabla 21.

Tabla 21: Caudales, entalpías y exergías del circuito de baja presión.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Entrada circuito baja presión	0,53	282,81	49,55
2	Entrada de tanque I	0,15	396,20	109,79
3	Entrada de tanque II	0,01	23,93	6,63
4	Purga	0,01	2,69	0,46
5	Vapor al desgasificador	0,68	1802,86	499,59
6	Entrada gas evaporador baja presión	418,89	74948,82	54168,35
7	Salida gas evaporador baja presión	418,89	73843,86	53771,82

Los caudales, entalpías y exergías de las corrientes del circuito de media presión de la caldera de recuperación son los que se muestran en la tabla 22.

Tabla 22: Caudales, entalpías y exergías de las corrientes del circuito de media presión.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Entrada circuito	68,06	36674,42	6235,05
2	Entrada economizador	68,06	36892,20	6422,92
3	Entrada gas en economizador	418,89	94565,07	61788,53
4	Salida gas economizador	418,89	74948,82	54168,35
5	Entrada en evaporador	9,11	7534,75	1779,66
6	Salida al circuito alta presión	58,95	48753,41	11515,24
7	Purga evaporador	0,068	56,69	13,49
8	Salida evaporador	9,042	24549,81	8578,26
9	Entrada circuito alta presión	1,032	869,65	208,41
10	Entrada gas evaporador	418,89	111791,03	69286,95
11	Salida gas evaporador	418,89	94565,07	61788,53
12	Salida del sistema de media presión	17,01	46139,06	15992,24
13	Entrada de Recalentadores	6,93	20878,87	7588,15
14	Trabajo Mecánico Bomba	0,00	238,80	238,80

Los caudales, entalpías y exergías del circuito de alta presión son las que se indican en la tabla 23.

Tabla 23: Caudales, entalpías y exergías de las corrientes del circuito de alta presión.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Salida al circuito	58,95	48753,41	11515,24
2	Salida bomba alimentación	58,95	49702,91	12339,01
3	Entrada economizador	57,91	48803,31	12047,07
4	Entrada circuito	1,03	869,65	214,67
5	Salida economizador	52,67	69926,60	21669,22
6	Salida calentador de combustible	5,24	6959,21	2156,55
7	Entrada gas economizador	418,89	140080,36	82957,52
8	Salida gas economizador	418,89	111791,03	69286,95
9	Salida evaporador	52,28	137626,36	56588,77
10	Purga evaporador	0,39	526,96	171,20
11	Entrada gas evaporador	418,89	209006,82	121580,64
12	Salida gas evaporador	418,89	140080,36	82957,52
13	Salida calentador I	52,28	163222,65	70479,47
14	Entrada gas calentador I	418,89	234862,01	137539,72
15	Salida gas calentador I	418,89	209006,82	121580,64
16	Salida calentador II	52,28	171796,57	75538,05
17	Entrada gas calentador II	418,89	259174,36	153120,20
18	Salida gas calentador II	418,89	250552,79	147536,20
19	Salida calentador III	52,28	177181,41	78858,17
20	Entrada gas calentador III	418,89	270672,41	160661,83
21	Salida gas calentador III	418,89	265194,47	157055,68
22	Entrada turbina	52,28	177124,43	78701,01
23	Trabajo mecánico a bomba	0,00	998,80	998,80

8.2.2.2 Balances de materia, energía y exergía de los circuitos de la caldera de recuperación

Igual que para el turbogruppo de gas, antes de realizar los balances de materia, energía y exergía, se determinan las matrices de incidencia. Se define una matriz de incidencia por circuito dentro de la caldera.

La matriz de incidencia del circuito de condensado es una matriz de 5x12. Esta matriz es la que se muestra en la tabla 24.

Tabla 24: Matriz de incidencia del circuito de condensado.

Equipos/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Bomba condensado	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Tanque alimentación	0	1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
Economizador	0	0	0	1	-1	1	-1	0	0	0	0	0
Desgasificador	0	0	0	0	1	0	0	1	-1	1	-1	0
Sistema	1	0	1	0	0	1	-1	1	-1	1	-1	1

La matriz de incidencia del circuito de baja presión es una matriz de 1x7 puesto que este circuito consta de un solo equipo como se muestra en la tabla 25.

Tabla 25: Matriz de incidencia del circuito de baja presión.

Equipo/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7
Evaporador	1	1	1	-1	-1	1	-1

La matriz de incidencia del circuito de media presión es una matriz de 5x14, que se indica en la tabla 26.

Tabla 26: Matriz de incidencia del circuito de media presión.

Equipos/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Bomba	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Economizador	0	1	1	-1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
Evaporador	0	0	0	0	1	0	-1	-1	0	1	-1	0	0	0
Tubería	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	-1	1	0
Sistema	1	0	1	-1	0	-1	-1	0	1	1	-1	-1	1	1

La matriz de incidencia del circuito de alta presión es como se indica en la tabla 27.

Tabla 27: Matriz de incidencia del circuito de alta presión.

Equipos/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
Bomba	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Economizador	0	0	1	0	-1	-1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Evaporador	0	0	0	0	1	0	0	0	-1	-1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Calentador I	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	-1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Calentador II	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	1	-1	0	0	0	0	0	0
Calentador III	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	1	-1	0	0	0
Tubería	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	0
Válvula	0	1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Sistema	1	0	0	-1	0	-1	1	-1	0	-1	1	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1	-1	-1	1	1

Una vez halladas las matrices de incidencia de cada circuito, se calculan los balances de materia, de energía y de exergía de cada circuito:

Circuito de Condensado:

Los balance de materia y de energía quedan como se observa en la tabla 28.

Tabla 28: Balances de materia y energía del circuito de condensado

Equipos	\dot{m}	\dot{h}
	kg	kW
Bomba condensado	0,00	1,01
Tanque alimentación	0,00	11,73
Economizador	0,00	249,70
Desgasificador	0,00	16,50
Sistema	0,00	278,93

Los resultados del balance de exergía se muestran en la tabla 29.

Tabla 29: Vector de diagnóstico y destrucción relativa de exergía.

Equipos	Balance Exergía	Destrucción Relativa
	\dot{B}_d	%
	kW	
Bomba condensado	34,83	0,84
Tanque alimentación	56,75	1,38
Economizador	3980,10	96,48
Desgasificador	53,74	1,30
Sistema	4125,42	100,00

Circuito de Baja Presión.

Los resultados de los balances de materia, energía y exergía se muestran en la tabla 30.

Tabla 30: Balance de materia, energía y vector de diagnóstico del circuito de baja presión.

Equipo	\dot{m}	\dot{h}	\dot{B}_d
	kg/s	kW	kW
Evaporador	0,00	2,35	61,44

Circuito de Media Presión.

Los balances de masa y energía del circuito de media presión se indican en la tabla 31.

Tabla 31: Balances de materia y energía del circuito de media presión.

Equipo	\dot{m}	\dot{h}
	kg/s	kW
Bomba	0,00	21,02
Economizador	0,00	220,29
Evaporador	0,00	154,21
Tubería	0,00	159,27
Sistema	0,00	554,79

El vector de diagnóstico y la destrucción relativa de exergía obtenidos del balance de exergía se muestran en la tabla 32.

Tabla 32: Vector de diagnóstico y destrucción relativa por equipo en el circuito de media presión.

Equipos	Balance Exergía	Destrucción Relativa
	\dot{B}_d kW	%
Bomba	50,93	2,73
Economizador	748,19	40,05
Evaporador	686,33	36,74
Tubería	382,58	20,48
Sistema	1868,04	100,00

Circuito de Alta Presión.

En el circuito de alta presión, los balances de materia y energía se muestra en la tabla 33.

Tabla 33: Balances de materia y energía del circuito de alta presión.

Equipos	\dot{m}	\dot{h}
	kg/s	kW
Bomba	0,00	49,30
Economizador	0,00	206,83
Evaporador	0,00	699,74
Calentador I	0,00	258,90
Calentador II	0,00	47,64
Calentador III	0,00	93,10
Tubería	0,00	56,99
Válvula	0,00	29,94
Sistema	0,00	1442,45

Los resultados del balance de exergía se muestran en la tabla 34:

Tabla 34: Vector de diagnóstico y destrucción exergética relativa del circuito de alta presión.

Equipos	Balance Exergía	Destrucción Relativa
	\dot{B}_d kW	
Bomba	175,03	2,01
Economizador	1891,87	21,71
Evaporador	3532,36	40,54
Calentador I	2068,38	23,74
Calentador II	525,42	6,03
Calentador III	286,04	3,28
Tubería	157,17	1,80
Válvula	77,27	0,89
Sistema	8713,53	100,00

8.2.3 Caldera de recuperación

Tras la realización de un estudio y análisis detallado de la caldera de recuperación, ésta se estudia, a un nivel de agregación mucho menor. La agregación que se considera es tal que se estudia la caldera de recuperación como un único equipo.

8.2.3.1 Cálculo de energías y exergías

El esquema de la caldera de recuperación con el máximo nivel de agregación se muestra en la figura 15.

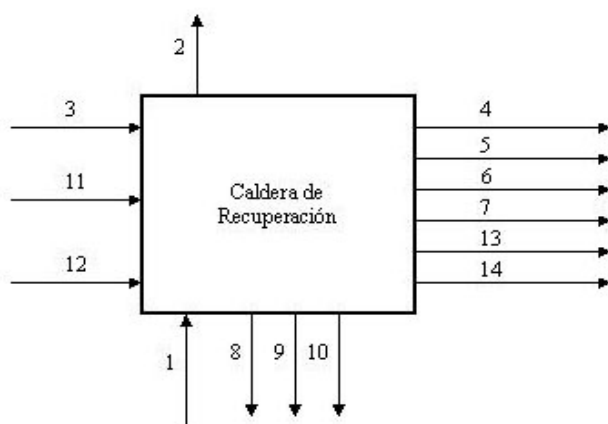


Figura 15: Esquema de la caldera de recuperación con el máximo nivel de agregación.

Los caudales, entalpías y exergías asociados a las corrientes relacionadas con el equipo se muestran en la tabla 35.

Tabla 35: Caudales, energías y exergías de las corrientes de la caldera de recuperación.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Entrada gas	418,90	270672,41	160661,83
2	Salida gas	418,90	43392,04	44478,36
3	Entrada agua alimentación	62,66	2073,16	56,86
4	Salida vapor a cámara de combustión	17,01	46139,06	15992,24
5	Salida vapor a cuerpo de alta	52,28	177129,13	81464,34
6	Entrada vapor de cuerpo de alta	51,76	154949,38	55904,77
7	Salida vapor a cuerpo de baja	44,82	155553,11	60441,64
8	Purga circuito de baja	0,01	2,69	0,46
9	Purga circuito de media	0,07	56,69	13,49
10	Purga circuito de alta	0,39	526,96	171,20
11	Entrada tanque 1	0,15	396,20	109,79
12	Entrada tanque 2	0,01	23,93	6,63
13	Vapor a calentador combustible	5,24	6959,21	2156,55
14	Vapor de calentador combustible	5,24	2881,98	525,70

8.2.3.2 Balances de materia, energía y exergía

Para la realización de estos balances es necesario definir previamente la matriz de incidencia del sistema. Esta matriz será una matriz de 1x14 como se observa en la tabla 36.

Tabla 36: Matriz de incidencia de la caldera de recuperación.

Equipo/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Caldera de recuperación	1	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	-1	1

En la tabla 37, se muestran los balances de materia, energía y exergía:

Tabla 37: Balances de materia y energía de la caldera de recuperación.

Balances	\dot{m}	\dot{h}	\dot{B}_d
Equipo	kg/s	kW	kW
Caldera de recuperación	0,00	1238,17	12547,30

8.2.4 Turbogruppo de vapor

8.2.4.1 Cálculo de energías y exergías

En la tabla 38 se detallan los resultados obtenidos en el cálculo de las entalpías y exergías de las corrientes del turbogruppo de vapor así como sus caudales másicos.

Tabla 38: Caudales, entalpías y exergías de las corrientes del turbogruppo de vapor.

	Corrientes	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Entrada cuerpo alta turbina	52,28	177129,13	81464,34
2	Pérdida	0,52	1771,50	785,40
3	Entrada cuerpo alta turbina	51,76	175310,58	77724,83
4	Salida cuerpo alta	51,76	154949,38	55904,77
5	Salida recalentadores a media presión	6,93	20740,19	7449,47
6	Entrada recalentador I	44,82	134087,37	48269,31
7	Entrada recalentador II	44,82	149591,65	56804,62
8	Salida recalentador II	44,82	155553,11	60441,64
9	Entrada gas recalentador I	418,89	250552,79	147536,20
10	Salida gas recalentador I	418,89	234862,01	137539,72
11	Entrada gas recalentador II	418,89	265194,47	157055,68
12	Salida gas recalentador II	418,89	259174,36	153120,20
13	Entrada cuerpo de baja	44,82	155450,01	60189,88
14	Salida cuerpo de baja	45,22	103892,17	3405,00
15	Entrada vapor de cierre	0,39	1328,08	506,38
16	Trabajo de la turbina	0,00	72488,00	72488,00
17	Trabajo a red	0,00	71053,00	71053,00

8.2.4.2 Balances de materia, energía y exergía

Para el cálculo de los balances de materia, energía y exergía, se ha de comenzar definiendo la matriz de incidencia del sistema. Esta matriz será una matriz de 8x17, como se muestra en la tabla 39.

Tabla 39: Matriz de incidencia del turbogruppo de vapor

Equipos/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Turbina vapor	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	1	-1	0
Recalentador I	0	0	0	0	0	1	-1	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0
Recalentador II	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	1	-1	0	0	0	0	0
Válvula de parada	1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Tubería	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	-1	0	0	0	0
Nudo	0	0	0	1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Generador	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1
Sistema	1	-1	0	0	-1	0	0	0	1	-1	1	-1	0	-1	1	0	-1

Aplicando el cálculo matricial para hallar los balances de materia, energía y exergía se obtienen los resultados de las tablas 40 y 41. En cuanto a los balances de materia y energía:

Tabla 40: Balances de materia y energía del turbogruppo de vapor.

Equipos	\dot{m}	\dot{h}
	kg/s	kW
Turbina vapor	0,00	759,13
Recalentador I	0,00	186,50
Recalentador II	0,00	58,66
Válvula de parada	0,00	47,05
Tubería	0,00	103,09
Nudo	0,00	121,81
Generador	0,00	1435,00
Sistema	0,00	2711,25

En cuanto a los resultados obtenidos del balance de exergía:

Tabla 41: Vector de diagnóstico y destrucción relativa de exergía en el turbogruppo de vapor.

Balance Exergía	\dot{B}_d	Destrucción Relativa
Equipos	kW	%
Turbina vapor	6623,32	50,14
Recalentador I	1461,17	11,06
Recalentador II	298,45	2,26
Válvula de parada	2954,11	22,36
Tubería	251,76	1,91
Nudo	185,99	1,41
Generador	1435,00	10,86
Sistema	13209,81	100,00

8.2.5 Condensador

8.2.5.1 Cálculo de energías y exergías

Los caudales, entalpía y exergía de los distintos flujos que afectan al condensador son los que se muestran en la tabla 42.

Tabla 42: Caudales, energía y exergías de las corrientes del condensador

	Corrientes	Caudal	h	b
		kg/s	kW	kW
1	Entrada condensador	45,22	104636,42	3439,94
2	Salida condensador	45,22	1866,33	25,68
3	Entrada agua refrigeración	4419,18	19161,12	818,71
4	Salida agua refrigeración	4419,18	121553,52	1216,86

8.2.5.2 Balances de materia, energía y exergía

Se define el condensador y su relación con los flujos anteriormente descritos mediante la matriz de incidencia descrita en la tabla 43.

Tabla 43: Matriz de incidencia del condensador.

Equipo/corrientes	1	2	3	4
Condensador	1	-1	1	-1

Una vez determinada la matriz de incidencia, se calculan los balances de materia, energía y exergía de los que se desprenden los resultados de la tabla 44.

Tabla 44: Balances de materia, energía y exergía destruida por el condensador.

Equipo	\dot{m}	\dot{h}	\dot{B}_d
	kg	kW	kW
Condensador	0,00	377,69	3016,11

8.3 Análisis de coste exergético

8.3.1 Introducción

Para realizar este estudio, será necesario definir los recursos, productos y residuos de cada equipo. De acuerdo con su estructura productiva, las corrientes entrantes o salientes en cada uno de los equipos se pueden clasificar en recursos, productos y pérdidas o residuos.

Se define como recurso \dot{R} la cantidad de exergía necesaria para que se realice la transformación propia del equipo y se obtenga así el producto \dot{P} del mismo.

Atendiendo a los flujos entrantes y salientes de un equipo, se considera recurso \dot{R} de un equipo a la suma de los flujos exergéticos entrantes, clasificados como recursos, menos la suma de los flujos exergéticos salientes de la misma clase:

$$\dot{R} = \sum B_R^+ - \sum B_R^-$$

donde los superíndices + y - identifican respectivamente los flujos entrantes y salientes, ya que los primeros aportan energía y los segundos la sustraen.

Se define producto \dot{P} como la suma de los flujos exergéticos salientes clasificados como productos menos la suma de los flujos entrantes de la misma clase:

$$\dot{P} = \sum \dot{B}_p^- - \sum \dot{B}_p^+$$

en este caso los primeros implican salidas de energía, y los segundos entradas.

Se define residuo \dot{I} como la suma de todos los flujos salientes al ambiente que tengan carácter de pérdidas (con o sin flujo de materia) o residuos, esto es sin efecto útil alguno (salidas inútiles):

$$\dot{I} = \sum \dot{B}_l$$

Como se ha realizado anteriormente, se analizarán uno por uno los distintos equipos de la central con un nivel de agregación mínimo con el fin de observar que parte de estos equipos es la que presenta las mayores deficiencias, al estudiar en este sentido la caldera de recuperación, se analizarán por separado los cuatro circuitos que la componen.

8.3.2 Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo en cada equipo

8.3.2.1 Turbogrupos de gas

Aplicando los conceptos anteriormente expuestos, se realiza la clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de cada uno de los equipos que forman parte del turbogrupos de gas como se muestra en la tabla 45.

Tabla 45: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo por equipos del turbogrupos de gas.

Equipos	Recursos		Productos		Residuos	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corrientes	kW
Filtro	1	0,00	2	-166,63		0,00
Compresor	12	74662,00	(3+8)-2	70173,70		0,00
Cámara de combustión	11-15+5	233729,12	6-3	172574,32		0,00
Turbina	(6+8)-7	161896,36	13+12	151318,00		0,00
Generador	13	76656,00	14	73828,20		0,00
Calentador	9-10	1630,85	11-4	1543,01		0,00
Sistema	4+5+(9-10)	233816,97	(7-1)+14	154513,23		0,00

8.3.2.2 Caldera de recuperación por circuitos

Como se expuso anteriormente se estudiarán los distintos circuitos de la caldera de recuperación por separado.

La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo en el circuito de condensado se muestra en la tabla 46.

Tabla 46: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de condensado.

Equipos	Recursos		Productos		Residuos	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corrientes	kW
Bomba condensado	12	145,70	2-1	110,87		0,00
Tanque alimentación	2+3	113,61	4	56,86		0,00
Economizador	6-7	9293,46	5-4	5313,36		0,00
Desgasificador	5+8+10	6395,51	9+11	6341,77		0,00
Sistema	3+(6-7)+8+10+12	16613,96	9+11-1	6341,02		0,00

La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo para el circuito de baja presión se muestra en la tabla 47.

Tabla 47: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de baja presión.

Equipo	Recurso		Producto		Residuo	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corriente	kW
Evaporador	6-7	396,53	5-1-2-3	334,62	4	0,46

La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo para el circuito de media presión se muestra en la tabla 48.

Tabla 48: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de media presión.

Equipos	Recurso		Producto		Residuo	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corriente	kW
Bomba	14	238,80	2-1	187,87		0,00
Economizador	3-4	7620,18	5+6-2	6871,99		0,00
Evaporador	10-11	7498,43	8-5	6798,60	7	13,49
Tubería	8+9+13	16374,82	12	15992,24		0,00
Sistema	(3-4)+9+(10-11)+13+14	23153,96	6+(12-1)	21272,43	7	13,49

La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo para el circuito de alta presión se muestra en la tabla 49.

Tabla 49: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del circuito de alta presión.

Equipos	Recurso		Producto		Residuo	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corrientes	kW
Bomba	23	998,80	2-1	823,77		0,00
Economizador	7-8	13670,57	6+5-3	11778,70		0,00
Evaporador	11-12	38623,11	9-5	34919,55	10	171,20
Calentador I	14-15	15959,08	13-9	13890,70		0,00
Calentador II	17-18	5584,00	16-13	5058,58		0,00
Calentador III	20-21	3606,16	19-16	3320,12		0,00
Tubería	19	78858,17	22	78701,01		0,00
Válvula	2	12339,01	3+4	12261,74		0,00
Sistema	(7-8)+(11-12)+(14-15)+ +(17-18)+(20-21)+23	78441,73	4+6+(22-1)	69556,99	10	171,20

8.3.2.3 Caldera de recuperación

Ahora se considera la caldera de recuperación con un nivel de agregación máximo La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de esta caldera de muestra en la tabla 50.

Tabla 50: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de la caldera de recuperación.

Equipo	Recurso		Producto		Residuo	
	Corriente	kW	Corrientes	kW	Corrientes	kW
Caldera de Recuperación	1	160661,83	4+5+(7-6)+13-14-3-11-12	103451,01	2+8+9+10	44663,52

8.3.2.4 Turbogrupos de vapor

Se considera como turbogrupos de vapor, al igual que en apartados anteriores, a la turbina de vapor, el circuito de recalentamiento y al alternador acoplado a la turbina. La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo se muestra en la tabla 51.

Tabla 51: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del turbogrupos de vapor.

Equipos	Recurso		Producto		Residuo	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corriente	kW
Turbina vapor	(1-4)+(13+15-14)	82850,83	16	72488,00	2	785,40
Recalentador I	9-10	9996,48	7-6	8535,31		0,00
Recalentador II	11-12	3935,48	8-7	3637,02		0,00
Válvula de parada	1	81464,34	3	77724,83		0,00
Tubería	8	60441,64	13	60189,88		0,00
Nudo	4	55904,77	5+6	55718,78		0,00
Alternador	16	72488,00	17	71053,00		0,00
Sistema	(1-4)+(13+15-14)+(9-10)+(11-12)	96782,79	17+5	78502,47		785,40

8.3.2.5 Condensador

La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del condensador se muestra en la tabla 52.

Tabla 52: Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo del condensador.

Equipo	Recurso		Producto		Residuo	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corrientes	kW
Condensador	1+3	4258,65	2	25,68	4	1216,86

8.3.3 Determinación del rendimiento y consumo exergético unitario

Con la clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo realizada en el apartado anterior, ya se puede calcular el rendimiento exergético de cada equipo, que se define como:

$$\zeta \equiv \frac{\dot{P}}{\dot{R}}$$

Siguiendo esta clasificación, se calculará también el rendimiento energético de cada uno de los equipos, con el fin de poder compararlo con el rendimiento exergético de los mismo.

Se calcula también el consumo exergético unitario de cada equipo, definido a su vez como:

$$\kappa \equiv \frac{\dot{R}}{\dot{P}} = \frac{1}{\zeta}$$

8.3.3.1 Turbogrupos de gas

En la tabla 53 se muestran los rendimientos energéticos, los rendimientos exergéticos y ratios de destrucción de exergía de cada uno de los equipos que forman parte del turbogrupos de gas.

Tabla 53: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergética de los equipos del turbogrupos de gas.

Equipos	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergética
	%	%	Por uno
Filtro	100,00	83,34	-
Compresor	99,97	93,99	0,06
Cámara de combustión	96,17	73,84	0,26
Turbina	99,57	93,47	0,07
Generador	96,31	96,31	0,04
Calentador	99,76	94,61	0,05
Sistema	94,68	66,08	0,34

Se muestran los consumos exergético unitarios de los distintos equipos de este turbogrupos en la tabla 54.

Tabla 54: Consumos exergético unitarios de los equipos del turbogrupos de gas.

Equipos	Consumo Exergético Unitario
Filtro	1,20
Compresor	1,06
Cámara de combustión	1,35
Turbina	1,07
Generador	1,04
Calentador	1,06
Sistema	1,51

8.3.3.2 Caldera de recuperación por circuitos

Se analiza en este apartado los distintos circuitos de la caldera de recuperación.

El rendimiento energético y exergético de los equipos del circuito de condensado, así como el ratio de destrucción exergético se muestra en la tabla 55.

Tabla 55: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergético del circuito de condensado.

Equipos	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergético
	%	%	Por uno
Bomba condensado	99,31	76,09	0,24
Tanque alimentación	99,44	50,05	0,50
Economizador	99,18	57,17	0,43
Desgasificador	99,96	99,16	0,01
Sistema	99,21	60,58	0,39

El consumo exergético unitario de los equipos de este circuito se muestra en la tabla 56.

Tabla 56: Consumo exergético unitario de los equipos del circuito de condensado.

Equipos	Consumo Exergético Unitario
Bomba condensado	1,31
Tanque alimentación	2,00
Economizador	1,75
Desgasificador	1,01
Sistema	1,65

El rendimiento energético y exergético de los equipos del circuito de baja presión el coste exergético unitario y su ratio de destrucción exergético se muestran en la tabla 57.

Tabla 57: Rendimiento energético, exergético, consumo exergético unitario y ratio de destrucción de exergía de los equipos del circuito de baja presión

Equipo	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio de Destrucción exergético	Consumo Exergético Unitario
	%	%	Por uno	Por uno
Evaporador	99,54	84,39	0,15	1,19

El rendimiento energético y exergético de los equipos del circuito de media presión, así como el ratio de destrucción exergético se muestra en la tabla 58.

Tabla 58: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergético de los equipos del circuito de media presión.

Equipos	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergético
	%	%	Por uno
Bomba	91,20	78,67	0,21
Economizador	98,88	90,18	0,10
Evaporador	98,78	90,67	0,09
Tubería	99,66	97,66	0,02
Sistema	98,96	91,87	0,08

El consumo exergético unitario de los equipos del circuito de media presión se muestra en la tabla 59.

Tabla 59: Consumo exergético unitario de los equipos del circuito de media presión.

Equipos	Consumo exergético unitario
Bomba	1,27
Economizador	1,11
Evaporador	1,10
Tubería	1,02
Sistema	1,09

El rendimiento energético y exergético de los equipos del circuito de alta presión, así como el ratio de destrucción exergético se muestra en la tabla 60.

Tabla 60: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergética de los equipos del circuito de alta presión.

Aparatos	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergética
Bomba	95,06	82,48	0,18
Economizador	99,27	86,16	0,14
Evaporador	98,22	90,41	0,09
Calentador I	99,00	87,04	0,13
Calentador II	99,45	90,59	0,09
Calentador III	98,30	92,07	0,08
Tubería	99,97	99,80	0,00
Válvula	99,94	99,37	0,01
Sistema	98,57	88,67	0,11

El consumo exergético unitario de los equipos del circuito de alta presión se muestra en la tabla 61.

Tabla 61: Consumo exergético unitario de los equipos del circuito de alta presión.

Equipos	Consumo Exergético Unitario
Bomba	1,21
Economizador	1,16
Evaporador	1,11
Calentador I	1,15
Calentador II	1,10
Calentador III	1,09
Tubería	1,00
Válvula	1,01
Sistema	1,13

8.3.3.3 Caldera de recuperación

Se realiza el estudio de las mismas magnitudes estudiadas para cada uno de los circuitos que forman caldera uno de los circuitos de la caldera de recuperación, con el máximo nivel de agregación posible, es decir considerando a la caldera de recuperación como un único equipo.

En la tabla 62 se muestran tanto los rendimientos energético y exergético como el ratio de destrucción de exergía y el consumo exergético unitario.

Tabla 62: Rendimiento energético y exergético, ratio de destrucción de exergía y consumo exergético unitario de la caldera de recuperación.

Equipo	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergía	Consumo Exergético Unitario
Caldera de recuperación	83,29 %	64,39 %	0,12	1,55

8.3.3.4 Turbogrupos de vapor

En la tabla 63 se muestran el rendimiento energético y exergético así como el ratio de destrucción de exergía de los equipos que forman el turbogrupos de vapor:

Tabla 63: Rendimiento energético, exergético y ratio de destrucción exergética de los equipos del turbogrupos de vapor.

Equipos	Rendimiento	Rendimiento	Ratio
	Energético	Exergético	Destrucción Exergética
	%	%	Por uno
Turbina vapor	96,57	87,49	0,08
Recalentador I	98,81	85,38	0,15
Recalentador II	99,03	92,42	0,08
Válvula de parada	98,97	95,41	0,04
Tubería	99,93	99,58	0,00
Nudo	99,92	99,67	0,00
Generador	98,02	98,02	0,02
Sistema	94,85	81,11	0,14

El consumo exergético unitario de los equipos del turbogrupos de vapor es el que se muestra en la tabla 64.

Tabla 64: Consumo exergético unitario de los equipos del turbogrupos de vapor.

Equipos	Consumo exergético Unitario
Turbina vapor	1,14
Recalentador I	1,17
Recalentador II	1,08
Válvula de parada	1,05
Tubería	1,00
Nudo	1,00
Generador	1,02
Sistema	1,23

8.3.3.5 Condensador

Los rendimientos energéticos, exergéticos, ratio de destrucción exergética y consumo exergético unitario del condensador se muestran en la tabla 65.

Tabla 65: Rendimiento energético, exergético, ratio de destrucción de exergía y consumo exergético unitario del condensador.

Equipo	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergética	Consumo Exergético Unitario
Condensador	1,51 %	0,60 %	0,71	165,83

8.3.4 Conclusiones

Con los resultados obtenidos en esta primera parte de la determinación del coste exergético, se obtienen una serie de conclusiones sobre el funcionamiento de los equipos. Estas conclusiones aunque obtenidas ya sobre una base económica, se basan en magnitudes que todavía no tienen unidades económicas. Este primer estudio de los resultados obtenidos para cada uno de los equipos, servirá para detectar dentro de cada equipo o grupo, dónde se encuentran las verdaderas deficiencias.

El conocimiento de estas deficiencias es una primera guía para la selección de equipos y detección de puntos débiles de la planta, ya que informará sobre la parte o partes del equipo donde se producen las mayores ineficiencias exergéticas.

El análisis de los resultados obtenidos se realizará siguiendo el esquema de estudio de la planta previamente establecido.

8.3.4.1 Turbogrupos de gas

El turbogrupos de gas aglutina en su interior una serie de equipos cuya función como sistema es la obtención de unos gases de escape a alta temperatura que posteriormente se utilizarán en la caldera de recuperación y energía eléctrica. Estos equipos son los habituales en una turbina de gas y un alternador.

Se observa que mientras el rendimiento energético es muy próximo al 100 % siendo las pérdidas energéticas muy pequeñas, el rendimiento exergético muestra que la destrucción de exergía es mucho mayor. Esto indica que mientras la energía perdida en el proceso realizado por el equipo, es normalmente pequeña con la tecnología actual, la exergía destruida durante la transformación y obtención del producto a partir de los recursos es mayor.

Dentro de este turbogrupo la mayor destrucción exergética se produce en la cámara de combustión. La combustión es un proceso irreversible en sí mismo, tanto mayor cuanto menor sea la temperatura de la llama.

La diferencia que existe entre los rendimientos energético y exergético de este equipo, es que mientras el energético muestra las pérdidas, el exergético muestra la exergía que se ha destruido. Visto de otra forma, la parte de la energía que verdaderamente produce un trabajo útil.

Por la destrucción de exergía producida en la cámara de combustión, una parte del poder calorífico del combustible, ha de ser cedida en forma de calor en algún punto sin posibilidad alguna de producción de un efecto útil.

Se comprueba que de los equipos que forman parte del grupo, el que tiene un consumo exergético mayor es la cámara de combustión. Este resultado, lógico a todas luces se produce por ser este equipo el que destruye una mayor cantidad de exergía del grupo.

Las pérdidas de exergía que se producen en el filtro, se deben al rozamiento del flujo de aire de entrada en el grupo. Este rozamiento, causante de la irreversibilidad del proceso, produce una pérdida de exergía cinética del aire a la entrada del grupo.

8.3.4.2 Caldera de recuperación

Se observa que mientras la caldera de recuperación tiene un rendimiento energético del 83,29 %, el rendimiento exergético es del 64,29 %. Este rendimiento exergético es bajo, se debe a las temperaturas de salida del vapor (respecto al ambiente). Una de las ventajas del análisis exergético es que se manifiesta la destrucción de energía donde se produce. En este caso, según el análisis energético, la caldera no sería el equipo de bajo rendimiento sino que el condensador es el responsable de estas pérdidas cuando eso no es cierto. Cuanto mayor sea esta temperatura de salida, mayor será el rendimiento exergético de la caldera.

En un análisis pormenorizado de la caldera, se observa que el circuito de peor rendimiento exergético dentro de la misma es el de condensado. A medida que aumenta la presión del circuito de trabajo, las bombas utilizadas en los circuitos, destruyen una menor cantidad de exergía. La tubería situada a la salida del circuito de alta presión produce un menor rozamiento sobre el vapor que la de media presión. En el evaporador de baja presión es en el que se produce una destrucción exergética mayor, mientras que los evaporadores de media y alta presión tienen un rendimiento exergético muy similar y mayor que el de baja presión.

Dentro del circuito de condensado, que incluye la parte del circuito de alimentación externo a la caldera, la mayor destrucción exergética y por lo tanto el mayor consumo exergético se produce en el tanque de alimentación, seguido por el economizador.

En el circuito de media presión, el mayor consumo exergético unitario se produce en la bomba, esta presenta un rendimiento exergético bastante menor que la media de los demás equipos, siendo el equipo que tiene una mayor contribución relativa a la destrucción de exergía del circuito de media

presión. Aunque los demás equipos presentan rendimientos exergéticos muy similares, es en el economizador de media presión donde se produce la mayor destrucción. Por lo tanto los equipos que más encarecen el proceso son la bomba de alimentación del circuito y el economizador por ese orden.

En el circuito de alta presión ocurre lo mismo que en el de media presión aunque la bomba de alimentación en este caso presenta una mayor eficiencia exergética que en el anterior. El economizador sin embargo presenta una eficiencia exergética menor que en el caso anterior.

8.3.4.3 Turbogrupos de vapor

Se considera como parte integrante del turbogrupos de vapor, el circuito de recalentamiento del vapor de salida del cuerpo de alta, aunque este pertenezca a la caldera de recuperación, por la gran influencia que tiene sobre el rendimiento de la turbina. El equipo que presenta mayor coste exergético y por tanto el que más encarece exergéticamente el proceso es el primer recalentador por el que pasa el vapor tras su primera expansión.

Fuera del sistema de recalentamiento y considerando estrictamente el turbogrupos de vapor, la mayor destrucción exergética corresponde a la turbina. Esta presenta un consumo exergético unitario superior en doce puntos al consumo del generador.

8.3.4.4 Condensador

El condensador que se encuentra a la salida del cuerpo de baja de la turbina, tiene un rendimiento exergético muy bajo en comparación con el rendimiento exergético del resto de los equipos de la planta. Este equipo presenta un consumo exergético unitario de 165,83 muy superior al consumo exergético que presenta el peor de los equipos anteriormente considerados.

Este equipo destruye gran cantidad de exergía, ya que el vapor que sale de la turbina se encuentra a una temperatura muy baja, además toda la exergía residual que lleva el vapor pasa al agua de refrigeración que es devuelta a su tanque de almacenamiento sin producir ningún trabajo útil por el camino.

8.3.5 Coste exergético de las corrientes

En este apartado se determinarán los costes exergéticos de las distintas corrientes que unen los distintos equipos de la planta. Como por norma general, el número de equipos, es menor que el de corrientes, se calculará la matriz de producción de cada grupo. De esta forma, se resuelve el balance de coste exergético, hallando el coste exergético de las distintas corrientes de cada grupo.

Con estos costes, se conocerá la exergía consumida para la obtención de una unidad de exergía de cada corriente. Este coste exergético de las corrientes, es siempre mayor que la unidad, siendo tanto mayor cuanto menor sea la eficiencia termodinámica del proceso utilizado. Con los datos obtenidos en apartados anteriores, se puede formar una idea a priori del coste de estas corrientes. Mediante el cálculo, se conocerán definitivamente, los costes de cada corriente.

Este coste, es un coste interno del sistema, que depende de la exergía que tiene la corriente, hecho objetivo, y de la tecnología que se aplique, circunstancia subjetiva que varía de unos casos a otros. En función de cómo se describa la estructura productiva del sistema objeto de estudio, los costes exergéticos de las corrientes variarán.

Como antes, se calculará el coste exergético de las corrientes del turbogruppo de gas, la caldera de recuperación, de cada uno de sus circuitos y al máximo nivel de agregación, el turbogruppo de vapor y condensador.

8.3.5.1 Turbogruppo de gas

Este turbogruppo consta de 6 equipos y 14 corrientes por lo que la matriz de producción ha de ser de 8x14. La estructura productiva se define como se muestra en la tabla 66. En este sistema, no se considera ninguna corriente como residuo.

Tabla 66: Entradas y bifurcaciones del turbogruppo de gas.

Entradas	Bifurcaciones
Corrientes	Corrientes
1	3 y 8
4	6 y 7
5	9 y 10
9	12 y 13

Los costes exergéticos y los costes exergéticos unitarios obtenidos se muestran en la tabla 67.

Tabla 67: Coste exergético y coste exergético unitario de cada corriente del turbogruppo de gas.

	Equipos	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Entrada aire	0,00	0,00
2	Entrada en compresor	0,00	0,00
3	Descarga de compresor	96863,06	1,57
4	Entrada combustible calentador	213180,00	1,02
5	Entrada vapor cámara combustión	7996,12	1,00
6	Entrada turbina	319670,03	1,36
7	Salida sistema	110069,43	1,36
8	Sangrado compresor	12941,92	1,57
9	Entrada vapor calentador	2156,55	1,00
10	Salida vapor calentador	525,70	1,00
11	Entrada combustible cámara combustión	214810,85	1,01
12	Trabajo mecánico a compresor	109804,98	1,47
13	Trabajo mecánico a generador eléctrico	112737,54	1,47
14	Trabajo a red	112737,54	1,53

8.3.5.2 Caldera de recuperación por circuitos

El circuito de condensado, esta formado por 12 corrientes y 4 equipos, luego la matriz de producción tiene es de 8x12. Se consideran como entradas y bifurcaciones las corrientes que se muestran en la tabla 68. En este circuito no hay residuos.

Tabla 68: Entradas y bifurcaciones del circuito de baja presión.

Entradas	Bifurcaciones
Corrientes	Corrientes
1	4 y 5
3	9 y 11
6	
8	
10	
12	

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 69.

Tabla 69: Coste exergético y exergético unitario de cada corriente del circuito de condensado.

	Equipos	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Salida del condensador	0,75	1,00
2	Entrada tanque alimentación I	146,45	1,31
3	Entrada tanque alimentación II	1,99	1,00
4	Entrada en economizador	148,44	2,61
5	Entrada en desgasificador	9441,90	1,76
6	Entrada gas economizador	53771,82	1,00
7	Salida gas economizador	44478,36	1,00
8	Salida calentador combustible	525,70	1,00
9	Entrada circuito baja presión	80,13	1,65
10	Salida circuito baja presión	499,59	1,00
11	Entrada circuito media presión	10387,06	1,65
12	Trabajo mecánico bomba	145,70	1,00

El circuito de baja presión esta formado por 1 equipo y 7 corrientes. La matriz de producción es por tanto de 6x7.

Las entradas, bifurcaciones y residuos son las corrientes que se muestran en la tabla 70.

Tabla 70: Entradas, bifurcaciones y residuo del circuito de baja presión.

Entradas	Bifurcaciones	Residuo
Corrientes	Corrientes	Corriente
1	6 y 7	4
2		
3		
6		

Los costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del circuito de baja presión se muestran en la tabla 71.

Tabla 71: Costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del circuito de baja presión.

	Equipos	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Entrada circuito	48,55	1,00
2	Entrada del tanque I	109,79	1,00
3	Entrada del tanque II	6,63	1,00
4	Purga	0,46	1,00
5	Vapor al desgasificador	561,04	1,12
6	Entrada gas evaporador	54168,35	1,00
7	Salida gas evaporador	53771,82	1,00

El circuito de media presión está formado por 4 equipos y 14 corrientes luego la matriz de producción es de 10x14. Se consideran la estructura productiva que se muestra en la tabla 72.

Tabla 72: Entradas, bifurcaciones y residuos del circuito de media presión.

Entradas	Bifurcaciones	Residuo
Corrientes	Corrientes	Corriente
1	3 y 4	7
3	5 y 6	
9	10 y 11	
10		
13		
14		

Los costes exergéticos y exergéticos unitarios de este circuito se muestran en la tabla 73.

Tabla 73: Coste exergético y exergético unitario del circuito de media presión.

	Corrientes	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Entrada circuito	6235,05	1,00
2	Entrada economizador	6473,85	1,01
3	Entrada gas en economizador	61788,53	1,00
4	Salida gas economizador	54168,35	1,00
5	Entrada en evaporador	1886,63	1,06
6	Salida al circuito	12207,40	1,06
7	Purga evaporador	0,00	0,00
8	Salida evaporador	9385,06	1,09
9	Entrada circuito	208,41	1,00
10	Entrada gas evaporador	69286,95	1,00
11	Salida gas evaporador	61788,53	1,00
12	Salida del sistema	17181,62	1,07
13	Entrada de recalentadores	7588,15	1,00
14	Trabajo mecánico bomba	238,80	1,00

El circuito de alta presión esta formado por 8 equipos y 23 corrientes por lo que la matriz de producción es de 15x23. Las entradas, bifurcaciones y residuos de este circuito se muestran en la tabla 74.

Tabla 74: Entradas, bifurcaciones y residuo del circuito de alta presión.

Entradas	Bifurcaciones	Residuo
Corrientes	Corrientes	Corriente
1	3 y 4	10
7	5 y 6	
11	7 y 8	
14	11 y 12	
17	14 y 15	
20	17 y 18	
23	20 y 21	

Los costes exergéticos y costes exergéticos unitarios de las corrientes del circuito de alta presión se muestran en la tabla 75.

Tabla 75: Costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del circuito de alta presión.

	Corrientes:	B*	ki
		kW	Por uno
1	Entrada al circuito de alta presión	11515,24	1,00
2	Salida bomba alimentación	12514,04	1,01
3	Entrada economizador	12294,95	1,02
4	Entrada circuito	219,09	1,02
5	Salida economizador	23615,29	1,09
6	Salida calentador combustible	2350,23	1,09
7	Entrada gas economizador	82957,52	1,00
8	Salida gas economizador	69286,95	1,00
9	Salida evaporador	62238,40	1,10
10	Purga evaporador	0,00	0,00
11	Entrada gas evaporador	121580,64	1,00
12	Salida gas evaporador	82957,52	1,00
13	Salida calentador I	78197,49	1,11
14	Entrada gas calentador I	137539,72	1,00
15	Salida gas calentador I	121580,64	1,00
16	Salida calentador II	83781,49	1,11
17	Entrada gas calentador II	153120,20	1,00
18	Salida gas calentador II	147536,20	1,00
19	Salida calentador III	87387,65	1,11
20	Entrada gas calentador III	160661,83	1,00
21	Salida gas calentador III	157055,68	1,00
22	Entrada turbina	87387,65	1,11
23	Trabajo mecánico a bomba	998,80	1,00

8.3.5.3 Caldera de recuperación en conjunto

Se considera ahora la caldera de recuperación con el máximo nivel de agregación. En este caso, existe 1 equipo y 14 corrientes.

La matriz de producción será de 13x14.

Las entradas, bifurcaciones y residuos que se consideran en este sistema, se muestran en la tabla 76.

Tabla 76: Entradas, bifurcaciones y residuos de la caldera de recuperación.

Entradas	Bifurcaciones	Residuos
Corrientes	Corrientes	Corrientes
1	4 y 5	2
3	4 y 7	8
6	5 y 13	9
11		10
12		
14		

Los costes obtenidos según esta estructura productiva, se muestran en la tabla 77.

Tabla 77: Coste exergético de las corrientes del circuito de la caldera de recuperación.

	Corrientes	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Entrada gas	160661,83	1,00
2	Salida gas	0,00	0,00
3	Entrada agua alimentación	56,86	1,00
4	Salida vapor a c. combustión	21951,84	1,37
5	Salida vapor a cuerpo de alta	111822,49	1,37
6	Entrada vapor de cuerpo de alta	55904,77	1,00
7	Salida vapor a cuerpo de baja	82965,56	1,37
8	Purga de baja presión	0,00	0,00
9	Purga de media presión	0,00	0,00
10	Purga alta presión	0,00	0,00
11	Entrada tanque 1	109,79	1,00
12	Entrada tanque 2	6,63	1,00
13	Salida vapor a calentador combustible	2960,21	1,37
14	Entrada vapor de calentador combustible	525,70	1,00

8.3.5.4 Turbogrupos de vapor

Por la importancia que tiene para el rendimiento del turbogrupos de vapor, se consideran los recalentadores de la caldera como parte de este turbogrupos. Este turbogrupos está formado por 7 equipos y 17 corrientes.

La matriz de producción será por tanto de 10x17. La estructura productiva se muestra en la tabla 78.

Tabla 78: Entradas, bifurcaciones y residuo del turbogrupos de vapor.

Entradas	Bifurcaciones	Residuo
Corrientes	Corrientes	Corriente
1	3 y 4	2
9	5 y 6	
11	9 y 10	
15	11 y 12	
	13 y 14	

Los costes que se obtienen para las corrientes del turbogruppo de vapor se muestran en la tabla 79.

Tabla 79: Costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes del turbogruppo de vapor.

	Corrientes	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Entrada cuerpo alta turbina	81464,34	1,00
2	Pérdidas	0,00	0,00
3	Entrada cuerpo alta turbina	81464,34	1,05
4	Salida cuerpo alta	58594,47	1,05
5	Salida recalentadores a media presión	7833,94	1,05
6	Entrada recalentador 1	50760,53	1,05
7	Entrada recalentador II	60757,01	1,07
8	Salida recalentador II	64692,49	1,07
9	Entrada gas recalentador I	147536,20	1,00
10	Salida gas recalentador I	137539,72	1,00
11	Entrada gas recalentador II	157055,68	1,00
12	Salida gas recalentador II	153120,20	1,00
13	Entrada cuerpo de baja	64692,49	1,07
14	Salida cuerpo de baja	3659,72	1,07
15	Entrada vapor de cierre	506,38	1,00
16	Trabajo de la turbina	84409,02	1,16
17	Trabajo a red	84409,02	1,19

8.3.5.5 Condensador

Este sistema formado por un único equipo, tiene 4 corrientes, por lo tanto la matriz de producción es de 3x4. La estructura productiva se muestra en la tabla 80.

Tabla 80: Entradas y residuo del condensador.

Entradas	Residuo
Corrientes	Corriente
1	4
3	

Los costes exergéticos y exergéticos unitarios de las corrientes, se muestran en la tabla 81.

Tabla 81: Coste exergético y exergético unitario de las corrientes del condensador.

	Corrientes	B_i^*	k_i^*
		kW	Por uno
1	Entrada condensador	3439,94	1,00
2	Salida condensador	88,02	165,83
3	Entrada agua refrigeración	818,71	1,00
4	Salida agua refrigeración	4170,63	0,00

8.3.6 Conclusiones

8.3.6.1 Turbogrupos de gas

Para el cálculo de los costes exergéticos y costes exergéticos unitarios, se ha elegido una determinada estructura productiva como se puede observar en el apartado 8.3.5.1. Se obtendrán una serie de conclusiones analizando el coste exergético unitario de las corrientes, ya que simplifica el proceso de análisis al establecer una misma base de comparación para todas las corrientes, independientemente de la exergía de las mismas.

Bajo esta estructura productiva, se observa que tanto el sangrado como la descarga del compresor tienen el mismo coste exergético unitario. Es decir, se consume relativamente la misma exergía para la producción de las dos corrientes. Esto parece lógico ya que es el mismo aparato luego con la misma eficiencia termodinámica el que las produce.

En la turbina de gas, la entrada y la salida de gas, tienen el mismo coste exergético unitario, es decir se consume relativamente la misma exergía para su producción, ya que aunque una sea una entrada y la otra una salida de la turbina, ambas son recursos para la mismas y se forman en el mismo sitio, la cámara de combustión.

8.3.6.2 Caldera de recuperación por circuitos

En la caldera de recuperación, al estudiarla por circuitos, se observa que en el circuito de condensado, el mayor consumo exergético se produce en la corriente que entra en el economizador, a la salida del tanque de alimentación. La corriente que sale del economizador, es la que presenta un coste exergético mayor después de la que se encuentra a la salida del tanque de alimentación. Por lo tanto, se observa que tras el tanque de alimentación, es el economizador el que presenta una eficiencia termodinámica más baja.

En cuanto al circuito de baja presión al estar formado por un único equipo y ser todas las entradas, externas al sistema, todas presentan un coste exergético unitario igual a la unidad, salvo la salida del evaporador, corriente que ha sufrido una transformación en este sistema.

En cuanto al circuito de media presión es a la salida del evaporador, donde se consume más exergía para producir dicha corriente. Esta corriente es seguida en cuanto a su coste exergético por la corriente de salida de este circuito.

En el circuito de alta presión las corrientes de salida de los recalentadores consumen la misma cantidad de exergía al producirlas, al igual que la corriente que sale del circuito para entrar en la turbina. Con un consumo exergético unitario inferior, pero muy similar al anterior, aparecen las corrientes de salida del evaporador, del economizador y del circuito hacia el calentador de combustible.

8.3.6.3 Caldera de recuperación

Se considera la caldera de recuperación a su nivel máximo de agregación. Este equipo presenta cuatro salidas, que al considerarse como bifurcaciones, presentan el mismo coste exergético unitario. Las salidas de la caldera de recuperación corresponden a las necesidades de vapor de la planta entre los distintos equipos.

8.3.6.4 Turbogrupos de vapor

En este turbogrupos, el mayor coste exergético unitario lo presenta la energía vertida a la red, seguida por el trabajo mecánico realizado por la turbina. Esta diferencia de costes exergéticos unitarios, se debe a que a las ineficiencias de la turbina hay que sumar las del generador de energía eléctrica.

8.3.6.5 Condensador

El condensador presenta una única salida con un consumo exergético muy alto. El agua de refrigeración que sale del mismo tras condensar el vapor que proviene de la turbina se considera como un residuo al que se le asigna un coste exergético nulo.

9 EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA DE LA PLANTA

9.1 Introducción

Para la evaluación termoeconómica de la planta, se aumenta el nivel de agregación hasta considerar que la planta esta formada por cinco equipos:

- Turbogrupos de gas.
- Caldera de recuperación.
- Turbogrupos de vapor.
- Condensador.
- Nudo de alimentación.

En el diseño de la planta objeto de estudio, existen dos turbogrupos de gas y una caldera de recuperación asociada a cada grupo. En la evaluación termoeconómica de la planta, se introduce la simplificación de considerar que hay un único turbogrupos de gas con el doble de potencia que el considerado en el diseño. Lo mismo ocurre con la caldera de recuperación. Estas dos simplificaciones no introducen error alguno en la evaluación de la planta.

La elección de este nivel de agregación viene determinada por la necesidad de obtener las conclusiones de esta evaluación que afecten a los equipos tal y como se encuentran en el mercado en el momento actual, de esta forma serán de utilidad para la posible optimización del diseño de la planta.

Como conclusión de la evaluación termoeconómica de la planta se plantearán unas posibles líneas de mejora, encaminadas a mejorar el diseño de la planta con un nivel de inversión dado. Una vez propuestas las posibles líneas de mejora, para un nivel de inversión dado, se indicará que parte del equipo es la que más peso relativo tiene dentro de esta decisión, es decir que subsistema del equipo convendría mejorar o simplificar a fin de obtener la mejora del equipo.

9.2 Análisis exergético de la planta

9.2.1 Cálculo de entalpías y exergías de la planta

Para la realización de la evaluación termoeconómica de la planta se han simplificado una serie de corrientes por ser despreciables frente al resto de las corrientes que conectan entre si los equipos dentro de la planta.

El esquema de la planta, se muestra en la figura 16.

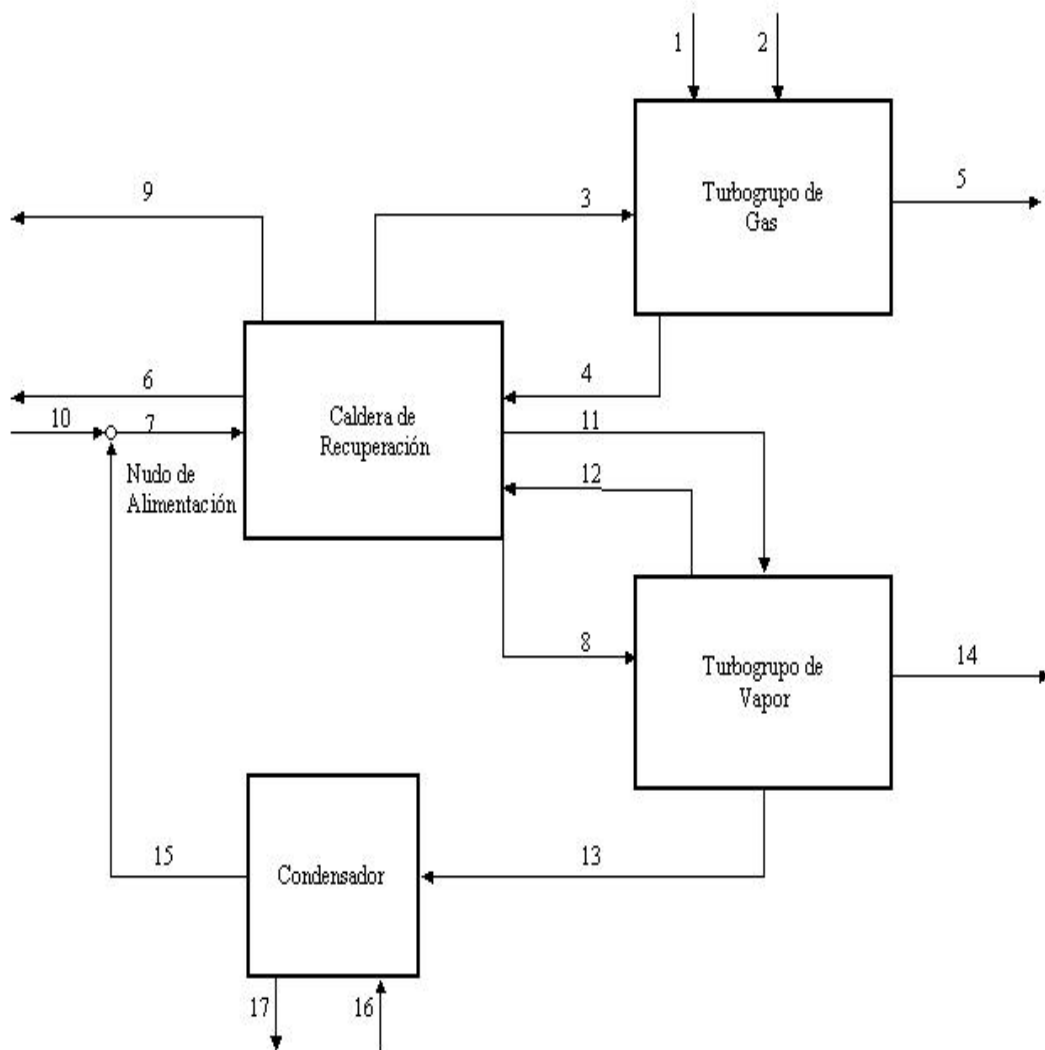


Figura 16: Esquema de la planta.

Las entalpías y exergías de las corrientes se muestran en la tabla 82.

Tabla 82: Caudales, entalpías y exergías de los caudales de la planta

	Corriente	Caudal	Entalpía	Exergía
		kg/s	kW	kW
1	Entrada aire	392,02	0,00	0,00
2	Entrada de combustible	9,87	418225,34	448379,99
3	Entrada vapor cámara combustión	17,01	46139,06	15992,24
4	Entrada gas en caldera	418,90	270672,41	160661,83
5	Trabajo a red	0,00	147656,40	147656,40
6	Salida gas	418,90	43392,04	44478,36
7	Agua alimentación en caldera	62,66	2073,16	56,86
8	Salida vapor a cuerpo de baja	45,22	155553,11	60441,64
9	Purga caldera de recuperación	0,43	1142,11	480,72
10	Agua de aportación	17,44	207,00	33,92
11	Entrada cuerpo alta turbina	51,76	175310,58	77724,83
12	Salida cuerpo alta	51,76	154949,38	55904,77
13	Salida cuerpo de baja	45,22	104636,42	3439,94
14	Trabajo a red	0,00	71053,00	71053,00
15	Salida condensador	45,22	1866,33	25,68
16	Entrada agua refrigeración	4419,18	19161,12	818,71
17	Salida agua refrigeración	4419,18	121553,52	1216,86

9.2.2 Balances de materia, energía y exergía de la planta

La matriz de incidencia de la planta será de 5x17. Se considera que la planta tiene cinco equipos en vez de 7. Esto se debe a que de los dos turbogrupos de gas han sido sustituidos por uno del doble de potencia. Lo mismo ocurre con las calderas de recuperación.

La matriz de incidencia de la planta se muestra en la tabla 83.

Tabla 83: Matriz de incidencia de la planta.

Equipos/Corrientes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Turbina de gas	1	1	1	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Turbina de vapor	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	-1	-1	-1	0	0	0
Caldera de recuperación	0	0	-1	1	0	-1	1	-1	-1	0	-1	1	0	0	0	0	0
Condensador	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	-1	1	-1
Nudo alimentación	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0
Sistema	1	1	0	0	-1	-1	0	0	-1	1	0	0	0	-1	0	1	-1

Los balances de materia y de energía se muestran en la tabla 84.

Tabla 84: Balances de materia y energía de la planta.

Equipos	\dot{m}	\dot{h}
	kW	kW
Turbina de gas	0,00	46035,59
Turbina de vapor	0,00	224,89
Caldera de recuperación	0,00	6158,05
Condensador	0,00	377,69
Nudo alimentación	0,00	0,17
Sistema	0,00	52796,37

Se presenta en la tabla 85 el vector de diagnóstico de la planta.

Tabla 85: Vector de diagnóstico y destrucción relativa de exergía de cada uno de los equipos de la planta.

Equipos	\dot{B}_d	Destrucción Relativa
	kW	%
Turbina de gas	156053,99	84,65
Turbina de vapor	7768,76	4,21
Caldera de recuperación	17505,68	9,50
Condensador	3016,11	1,64
Nudo alimentación	2,74	0,00
Sistema	184347,27	100,00

A la vista de los resultados que aparecen en las tablas 84 y 85, se observa que no sólo se producen pérdidas energéticas, sino que se destruye exergía en cada equipo. La destrucción de exergía puede ser superior que las pérdidas energéticas como aparece en la turbina de gas y en la turbina de vapor. Por otro lado se observa, gracias al vector de diagnóstico exergético, que el equipo que presenta una destrucción exergética mayor es el turbogruppo de gas, siendo su contribución relativa a la destrucción total de exergía de la planta muy importante.

9.2.2.1 Diagrama de Sankey

Para obtener una visión gráfica del balance energético, se ha realizado el diagrama de Sankey o diagrama de flujos de energía, representado en la figura 17. En el se observan los flujos energético de las corrientes entrantes y salientes.

Como puede observar en el diagrama, el 100 % del flujo energético entrante corresponde al combustible, ya que el aire, tiene un contenido energético nulo. En el turbogruppo de gas, se pierde un 11,01 % de esta energía mientras aprovecha un 35,31 % para la producción de energía eléctrica. En cuanto al turbogruppo de vapor, un 16,99 % del combustible, es transformado en energía eléctrica mientras que las pérdidas son del 0,05 %, muy pequeñas en comparación con las del turbogruppo de gas. Es en el turbogruppo de gas, donde más energía se pierde en la planta.

A la vista del diagrama, se comprueba que toda la energía que entra, sale, cumpliéndose que:

$$\sum \dot{H}_{entradas} = \sum \dot{H}_{salidas}$$

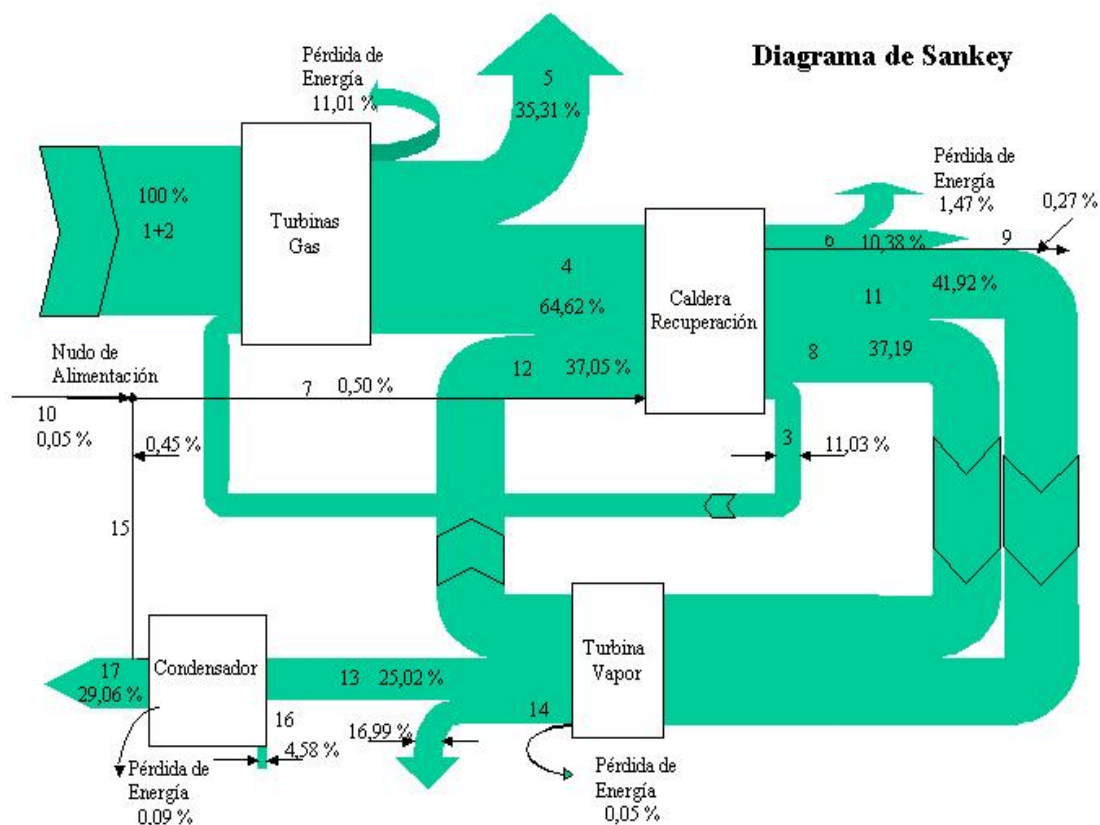


Figura17: Diagrama de Sankey de la planta.

9.2.2.2 Diagrama de Grassmann

Con el fin de obtener una visión gráfica del balance de exergía, se ha realizado el diagrama de Grassmann de la planta, que se muestra en la figura 18. En este diagrama se representan los flujos exergéticos de todas las corrientes de la planta, además de las destrucciones de exergía de cada uno de los equipos.

Al igual que en el diagrama de Sankey, el combustible representa el 100 % del total de exergía entrante en la planta, ya que el contenido exergético del aire entrante es nulo. Se observa que de la exergía contenida en el combustible, un 32,93 % se transforma en energía eléctrica. La turbina de vapor, transforma un 18,85 % de esta exergía en energía eléctrica.

Con respecto a la destrucción de exergía de los equipos, se observa que el turbogruppo de gas es el que mayor cantidad de exergía del combustible destruye, un 34,80 %, mientras que la destrucción de cualquier otro equipo, esta muy por debajo, siendo siempre inferior al 5 %. A la vista de estos resultados y comparando el turbogruppo de gas con el de vapor, se llega a la conclusión de que cuanto mayor sea la transformación de exergía del combustible en energía eléctrica, mayor es la destrucción de exergía. Como primera aproximación a la evaluación termoeconómica de la planta, se observa que el principal punto de interés a fin de mejorar la eficiencia de la misma, sería el turbogruppo de gas. Esta

gran destrucción de exergía se debe a que en este turbogrupos es donde se produce la combustión, proceso irreversible, y principal causante de la destrucción exergética en este turbogrupos.

Se observa como se cumple que:

$$\sum \dot{B}_{entradas} = \sum \dot{B}_{salidas} + \sum \dot{B}_d$$

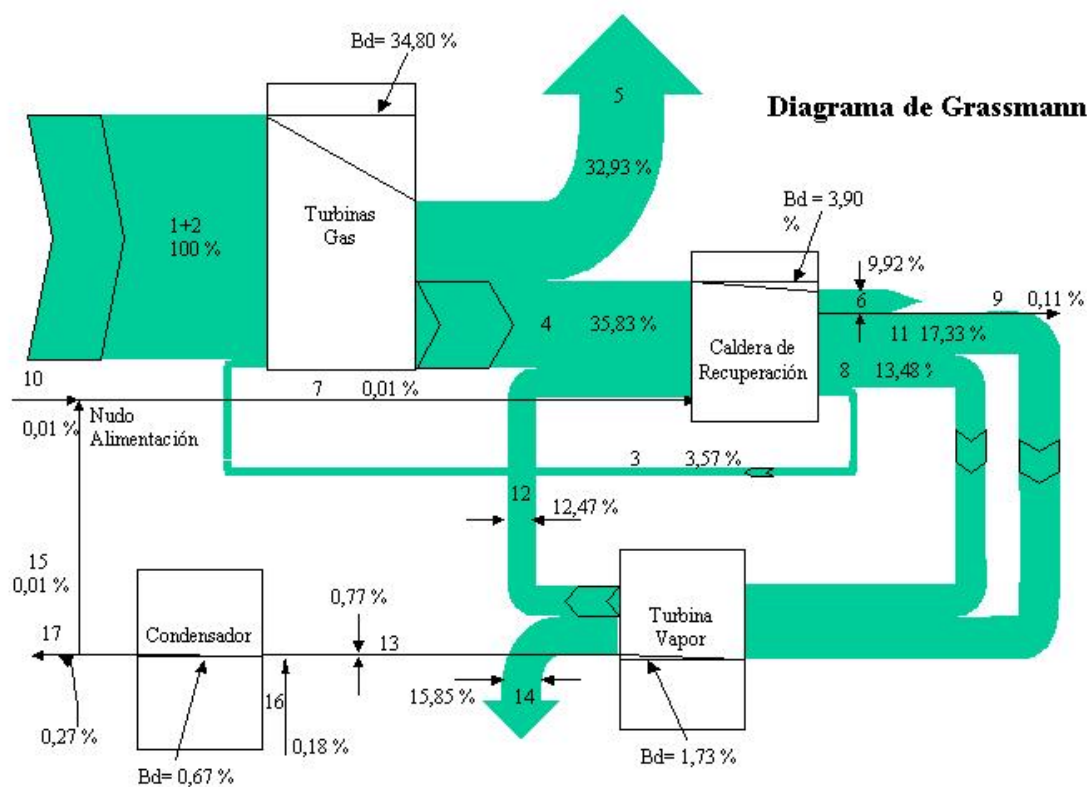


Figura18: Diagrama de Grassmann de la planta.

9.3 Costes de la planta

9.3.1 Clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de las corrientes de la planta

Para el análisis de los costes de la planta, se definen los recursos consumidos por cada equipo, los productos obtenidos y los residuos generados. La clasificación de las corrientes en recurso, producto y residuo de la planta se muestra en la tabla 86.

Tabla 86: Clasificación de las corrientes en recurso producto residuo de las corrientes de la planta.

Equipo	Recursos		Productos		Residuos	
	Corrientes	kW	Corrientes	kW	Corrientes	kW
Turbogruppo de gas	1+2+3	464372,23	4+5	308318,23		
Turbogruppo de vapor	(11-12)+(8-13)	78821,76	14	71053,00		
Caldera recuperación.	4	160661,83	3+11+8-12-7	98197,07	6+9	44959,08
Condensador	16+13	4258,65	15	25,68	17	1216,86
Nudo alimentación	10+15	59,60	7	56,86		
Planta	1+2+10+16	449232,62	5+14	218709,40	6+9+17	46175,94

9.3.2 Rendimientos energéticos y exergéticos de los equipos y de la planta

Una vez realizada esta clasificación económica de las corrientes de la planta que conectan los equipos entre sí y la planta con el entorno, se calcula el rendimiento energético, exergético y el ratio de destrucción exergética de cada uno de equipos, así como de la planta. Se calculará también el consumo exergético unitario tanto de cada uno de los equipos como de la planta. Estos resultados se muestran en la tabla 87.

Tabla 87: Rendimiento energético, exergético, ratio de destrucción de exergía y consumo exergético unitario de los equipos de la planta.

Equipos	Rendimiento Energético	Rendimiento Exergético	Ratio Destrucción Exergía	Consumo Exergético unitario
	%	%	Por uno	Por uno
Turbogruppo de gas	90,09	66,39	0,34	1,51
Turbogruppo de vapor	99,68	90,14	0,10	1,11
Caldera de recuperación	81,27	61,12	0,11	1,64
Condensador	1,51	0,60	0,71	165,83
Nudo alimentación	99,99	95,41	0,05	1,05
Planta	49,98	48,69	0,41	2,05

Debido al aumento que se produce en el nivel de agregación de la planta frente al nivel de agregación utilizado anteriormente en el estudio detallado de cada uno de los equipos, se pueden apreciar variaciones en los rendimientos tanto energéticos como exergéticos. Al aumentar el nivel de agregación, se han eliminado corrientes que resultan despreciables frente a las que ahora se consideran entre los equipos y agrupado otras que por si solas eran despreciables. Por ejemplo se ha eliminado la corriente de vapor que se extrae de la caldera para el calentamiento del combustible y se han agrupado las purgas que se obtienen de la caldera. A estas nuevas purgas se les ha asignado una entalpía y una exergía resultantes de ponderar los valores de cada purga.

Por otro lado, al estudiar el turbogruppo de vapor, se han eliminado los recalentadores, por pertenecer en rigor a la caldera de recuperación.

Con los resultados obtenidos, como primer acercamiento a la evaluación termoeconómica de la planta, cabe decir que el equipo que más exergía destruye de la exergía entrante como recurso, es el condensador. Se observa que el consumo exergético unitario es muy grande en comparación con el del resto de los equipos. Sin tener en cuenta el nudo de alimentación, la turbina de vapor es la que utiliza de manera más eficiente la exergía entrante como recurso, ya que presenta un ratio de destrucción de exergía menor que la del resto de los equipos.

Por último se observa que el rendimiento exergético de la planta este en torno al 49 % mientras que el energético en torno al 50 % valores normales para este tipo de plantas.

Desde otro punto de vista la planta destruye un 41 % de la exergía, básicamente exergía química del combustible, que alimenta la planta. Se observa que para producir 1 kW de exergía eléctrica, la planta consume 2,05 kW de la exergía del combustible.

9.3.3 Determinación del coste exergético de las corrientes

La planta consta de cinco equipos y 17 corrientes, por lo que para poder realizar el balance de coste exergético de la misma es necesario, determinar la matriz productiva de la misma. Esta matriz productiva será de 12x17. La estructura productiva que se considera en esta evaluación de la planta, se aprecia en la tabla 88.

Tabla 88: Recursos, bifurcaciones y residuos de la planta.

Entradas	Bifurcaciones	Residuos
Corrientes	Corrientes	Corrientes
1	3 y 7	6
2	7 y 8	9
10	7 y 11	17
16	5 y 14	
	13 y 14	

Realizando el balance de coste exergético de la planta, se determina el vector de coste exergético, este muestra la exergía que es necesario consumir en la planta para producir la exergía de cada corriente.

En la tabla 89 se muestran los costes exergético de las corrientes.

Tabla 89: Coste exergético y coste exergético unitario de las corrientes de la planta.

	Corrientes	B*	ki
		kW	Por uno
1	Entrada aire	0,00	0,00
2	Entrada combustible	448379,99	1,00
3	Entrada vapor c. combustión	2227003,04	139,26
4	Entrada gas caldera de recuperación	2372094,42	14,76
5	Trabajo a red	303288,62	2,05
6	Salida gas	0,00	0,00
7	Entrada agua alimentación	7918,32	139,26
8	Salida vapor a cuerpo de baja	8416815,37	139,26
9	Purga caldera de recuperación	0,00	0,00
10	Agua de aportación	33,92	1,00
11	Entrada cuerpo alta turbina	10823589,89	139,26
12	Salida cuerpo alta	19087395,56	341,43
13	Salida cuerpo de baja	7065,70	2,00
14	Trabajo a red	145944,00	2,05
15	Salida condensador	7884,40	307,02
16	Entrada agua refrigeración	818,71	1,00
17	Salida agua refrigeración	0,00	0,00

A la vista de los resultados obtenidos, se observa que el agua de refrigeración que sale del condensador, la purga de la caldera de recuperación y la salida de gas tienen un coste exergético nulo, esto se debe a que con la estructura productiva considerada, son residuos para la planta. Por ser una planta de ciclo combinado, el gas de salida de la turbina tiene un coste exergético distinto de cero. En este caso, se consumen 14,76 kW de exergía para conseguir 1 kW de exergía en los gases de escape del turbogruppo de gas.

Se observa que el mayor coste exergético unitario corresponde al vapor que se produce en la caldera de recuperación y que va al cuerpo de alta de la turbina de vapor.

9.3.4 Costes fijos

Con los datos de la inversión total realizada en la planta, que se muestran en la tabla 90, como datos de partida se calcula el flujo de coste fijo de la planta.

Tabla 90: Inversión total realizada en la planta en euros.

Inversión	€
Equipo especializado en planta	74975000
Equipo general en planta	4193000
Obra civil	3456000
Mecánica	8632300
Montaje eléctrico y cableado	657700
Edificaciones	2778000
Ingeniería y puesta en marcha	5308000
Costes varios e intangibles	14807000
Total inversión	114807000

FUENTE: Duro Felguera 2002

Este flujo de coste fijo, se divide en dos flujos de coste, por un lado el flujo de coste de inversión y por otro el flujo de coste de operación y mantenimiento. Es decir:

$$\dot{Z} = \dot{Z}_I + \dot{Z}_{OM}$$

Para la determinación del flujo de coste de operación y mantenimiento, se supondrá que este es un 6 % de la inversión total. Por lo que el coste de operación y mantenimiento es de 6888420 €/año

Para la determinación del flujo de coste de inversión, es necesario conocer la inversión total realizada en la planta. Una vez estimada la inversión total, se calcula el coste anualizado equivalente. Este coste se calcula de la siguiente manera:

$$A_{TOT} = ITx A/P_{i,n}$$

donde:

A_{TOT} : es el coste anualizado equivalente expresado en euros por año.

IT: es la inversión total expresada en euros.

$A/P_{i,n}$: es el factor de recuperación de capital, en el que i es el coste de capital en tanto por uno y n la vida prevista de la planta.

En la planta objeto de estudio, la vida de la misma es de veinte años y se considera un coste de capital i del 0,07

Este factor de recuperación del capital se calcula de la siguiente manera:

$$A/P_{i,n} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Por lo tanto el coste anualizado equivalente es de 10836968,63 €/año. Considerando el coste de operación y mantenimiento de 6888420 €/año, se calcula el coste fijo anual total definido como:

$$CF_{TOT} = A_{TOT} + OM_{TOT}$$

El coste fijo anual total de la planta es de 17725388,63 €/año.

Por lo tanto, el coste fijo anual del equipo “j” será:

$$CF_j = CF_{TOT} \cdot \frac{CAE_j}{CAE_{TOT}}$$

resultando para cada equipo los costes fijos que se muestran en la tabla 91.

Tabla 91: Costes fijos de los equipos de la planta expresados en €/año.

CF_j	€/año
Turbina de gas	9119278,99
Turbina de vapor	2583310,61
Caldera de recuperación	3876757,07
Condensador	163264,87
Sistema de monitorización	98514,19
Sistemas de control	167809,96
Equipo eléctrico transporte	520781,81
Equipo eléctrico generación	256875,74

Estos costes así obtenidos son costes anuales. Con estos costes, se puede obtener el flujo de coste fijo de cada equipo, dividiendo el coste fijo anual de cada equipo entre el tiempo de operación anual, para lo cual se considera una disponibilidad del 92 %

$$z_j (\text{€} / s) = \frac{CF_j (\text{€} / \text{año})}{t (s / \text{año})}$$

Los costes fijos de los equipos expresados en €s son los que se muestran en la tabla 92.

Tabla 92: Costes fijos de los equipos de la planta expresados en €s

\dot{z}_j	€s
Turbina de gas	0,314
Turbina de vapor	0,089
Caldera de recuperación.	0,134
Condensador	0,006
Sistema de monitorización	0,003
Sistemas de control	0,006
Equipo eléctrico transporte y distribución	0,018
Equipo eléctrico generación	0,009

Los costes de equipo eléctrico de transporte y distribución se reparten entre las turbinas de vapor y de gas según su contribución a la potencia total generada en la planta. De acuerdo a este reparto, se ha asignando el 68 % a la turbina de gas y el 32 % a la turbina de vapor.

Los costes de los sistemas de control y monitorización se reparten por igual entre todos los equipos de la planta. Con todo esto, y al nivel de agregación elegido, el vector de costes fijos es el que se muestra en la tabla 93.

Tabla 93: Vector de coste fijo de la planta.

Equipo	\dot{Z}
	€s
Turbina de gas	0,335
Turbina de vapor	0,100
Caldera de recuperación	0,135
Condensador	0,008
Nudo de alimentación	0,000

Para la resolución del balance económico son necesarias doce ecuaciones adicionales, que se formularán desde un punto de vista termodinámico, ya que las que se han formulado hasta ahora, son puramente económicas.

9.3.5 Balance termoeconómico de la planta

El balance termoeconómico de la planta es el siguiente:

$$A_{(17 \times 17)} \cdot \dot{\Pi}_{(17 \times 1)} + \dot{\Phi}_{(17 \times 1)} = 0_{(17 \times 1)}$$

Al igual que en el caso del balance de coste exergético, hay que determinar la matriz de costes, formada por la de incidencia y la de producción. La matriz de producción en este caso, consta de doce filas y 17 columnas. Para su formación en el caso de una bifurcación interna o de dos productos principales, se les asigna el mismo coste termoeconómico unitario c_i^* a las dos. Aplicando el concepto de coste exergético unitario:

$$k_i^* = \frac{B_i^*}{\dot{B}_i} = \frac{B_j^*}{\dot{B}_j}$$

se observa que tienen el mismo coste exergético unitario k^* , la ecuación $C_i = C_i^* \cdot k_i^*$ indica que ocurrirá igualmente con el coste exergoeconómico unitario. Por tanto:

$$\frac{\pi_i}{\dot{B}_i^*} = \frac{\pi_j}{\dot{B}_j^*} \quad \text{y} \quad \frac{\pi_i}{\dot{B}_i} = \frac{\pi_j}{\dot{B}_j}$$

En el caso de la entrada de combustible, se ha calculado el coste exergoeconómico unitario teniendo en cuenta que el coste de la partida anual del combustible utilizado en la planta es de 34614000 €. Teniendo en cuenta que los kilojulios importados al año de combustible son $1,2173 \cdot 10^{13}$ kJ, se obtiene el coste en euros del kilojulio de combustible que es de $2,8435 \cdot 10^{-6}$ €/kJ. Por lo tanto el coste termoeconómico del combustible es de 1,275 kJ/s.

El coste del aire y del agua de reposición se consideran nulos por no ser bienes económicos.

El primer lugar se realizará el balance económico de la planta para la determinación de los distintos costes de la misma. Estos costes, tienen en cuenta los costes fijos de la misma por lo que se están considerando los costes totales

Por lo tanto el vector de costes termoeconómicos imputados totales queda como se muestra en la tabla 94.

Tabla 94: Vector de costes termoeconómicos imputados.

Corrientes	Costes Termoeconómicos Imputados
	€/ s
1	0,335
2	0,100
3	0,136
4	0,008
5	0,000
6	0,000
7	-1,275
8	0,000
9	0,000
10	0,000
11	0,000
12	0,000
13	0,000
14	0,000
15	0,000
16	0,000
17	0,000

El vector de costes termoeconómicos variables se utiliza para calcular la contribución de los costes variables al coste total de las corrientes. El estudio de la contribución de los costes variables a los totales, indica qué parte del coste total de los equipos se debe a la ineficiencia termodinámica y cuál a la inversión realizada en el equipo.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto, se resuelve el balance termoeconómico obteniendo los costes termoeconómicos que se muestran en la tabla 95.

Tabla 95: Costes termoeconómicos de las corrientes.

Corriente	Costes Termoeconómicos
	€s
1	0,000
2	1,275
3	10,427
4	10,786
5	1,251
6	0,000
7	0,037
8	39,410
9	0,000
10	0,000
11	50,678
12	89,557
13	0,029
14	0,602
15	0,037
16	0,000
17	0,000

A partir de estos resultados se observa que el coste económico de la energía eléctrica producida por el turbogruppo de gas es mayor que el coste de producción del turbogruppo de vapor. Se observa que dentro de la turbina de vapor, el cuerpo de alta es el que produce un mayor coste, mientras la influencia del cuerpo de baja es mínima.

Con estos resultados, se pueden calcular los costes termoeconómicos unitarios $c_i^* = \frac{\dot{\pi}_i}{\dot{B}_i^*}$ y los costes

exergoeconómicos unitarios $c_i = \frac{\dot{\pi}_i}{\dot{B}_i}$.

Estos costes se muestran en las tablas 96, tanto por MJ como por kWh.

Tabla 96: Coste termoeconómico y exergoeconómico unitario total en c€/MJ y c€/kWh

Corrientes	Coste Termoeconómico Unitario	Coste Termoeconómico Unitario	Coste Exergoeconómico Unitario	Coste Exergoeconómico Unitario
	c€/MJ	c€/kWh	c€/MJ	c€/kWh
1	0,000	0,00	0,000	0,00
2	0,284	1,02	0,284	1,02
3	0,468	1,69	65,203	234,73
4	0,455	1,64	6,713	24,17
5	0,413	1,49	0,848	3,05
6	0,000	0,00	0,000	0,00
7	0,468	1,69	65,203	234,73
8	0,468	1,69	65,203	234,73
9	0,000	0,00	0,000	0,00
10	0,000	0,00	0,000	0,00
11	0,468	1,69	65,203	234,73
12	0,469	1,69	160,201	576,71
13	0,413	1,49	0,848	3,05
14	0,413	1,49	0,848	3,05
15	0,470	1,69	144,371	519,75
16	0,000	0,00	0,000	0,00
17	0,000	0,00	0,000	0,00

Con los resultados obtenidos, se observa que el coste total de la electricidad producida en esta planta de ciclo combinado es de 3,05 c€/kWh. Este coste total, esta dividido en costes fijos y costes variables.

Hasta ahora se han estado estudiando los costes totales, ya que se han considerado los costes fijos de los equipos de la planta, ahora se estudiarán esos mismos costes pero sin la influencia de los costes fijos, es decir los costes variables.

En la tabla 97 se comparan los costes termoeconómicos totales con los costes termoeconómicos variables.

Tabla 97: Costes termoeconómicos variables, totales e influencia de los variables en los totales.

Corrientes	Costes Termoeconómicos Variables	Costes termoeconómicos Totales	Influencia de los Costes variables
	€s	€s	%
1	0,00	0,00	0,00
2	1,28	1,28	100,00
3	5,64	10,43	54,09
4	6,05	10,79	56,13
5	0,86	1,25	68,79
6	0,00	0,00	0,00
7	0,02	0,04	54,18
8	21,32	39,41	54,09
9	0,00	0,00	0,00
10	0,00	0,00	0,00
11	27,41	50,68	54,09
12	48,29	89,56	53,92
13	0,02	0,03	68,84
14	0,41	0,60	68,78
15	0,02	0,04	54,18
16	0,00	0,00	0,00
17	0,00	0,00	0,00

Se observa en la tabla 97 que la influencia del coste variable en el coste total del combustible es del 100 %, esto es lógico ya que el combustible es un recurso de la planta, en cuyo coste no influye la inversión realizada en la planta.

En la energía eléctrica producida por la central de ciclo combinado, tienen más influencia los costes variables que los costes fijos, siendo esto característico de este tipo de plantas. Debido a la estructura productiva elegida de la planta, la influencia de estos costes variables en los costes totales de la energía eléctrica producida por ambos turbogrupos es la misma. En todos los casos, la influencia de los costes termoeconómicos variables en todas las corrientes es mayor que la influencia de los costes fijos.

Los costes termoeconómicos y exergoeconómicos variables unitarios para la planta se muestran en la tabla 98.

Tabla 98: Costes termoeconómicos y exergoeconómicos unitarios variables.

Corrientes	Coste	Coste	Coste	Coste
	Termoeconómico	Termoeconómico	Exergoeconómico	Exergoeconómico
	Unitario	Unitario	Unitario	Unitario
	c€/MJ	c€/kWh	c€/MJ	c€/kWh
1	0,000	0,00	0,000	0,00
2	0,284	0,01	0,284	0,01
3	0,253	0,01	35,27	1,27
4	0,255	0,01	3,768	0,14
5	0,284	0,01	0,583	0,02
6	0,000	0,00	0,000	0,00
7	0,253	0,01	35,27	1,27
8	0,253	0,01	35,27	1,27
9	0,000	0,00	0,000	0,00
10	0,000	0,00	0,000	0,00
11	0,253	0,01	35,27	1,27
12	0,253	0,01	86,38	3,11
13	0,284	0,01	0,583	0,02
14	0,284	0,01	0,583	0,02
15	0,254	0,01	78,09	2,81
16	0,000	0,00	0,000	0,00
17	0,000	0,00	0,000	0,00

Las corrientes tres, siete, ocho y once, tienen los mismos costes variables, esto se debe a que son productos del mismo equipo, la caldera de recuperación. El flujo de coste exergoeconómico variable de la energía eléctrica obtenida en la central es de 0,02 €/s. La influencia de los costes variables en el coste de la exergía eléctrica es mayor que la influencia de los costes fijos.

9.4 Factores exergoeconómicos de los equipos de la planta

9.4.1 Cálculo de los factores exergoeconómicos de los equipos

Una vez clasificadas las corrientes de la planta en recurso, producto y residuo, se puede establecer el balance económico según esta clasificación como sigue:

$$\dot{\Pi}_{P,i} = \dot{\Pi}_{R,i} + \dot{Z}_i$$

que indica que el coste exergoeconómico de un producto de un equipo es la suma del coste termoeconómico del recurso más el coste fijo del equipo. Siguiendo una ruta exergoeconómica se definen los costes unitarios de los productos y recursos del equipo:

$$c_i = \frac{\dot{\Pi}_{P,i}}{\dot{P}_i} \text{ y } c_i = \frac{\dot{\Pi}_{R,i}}{\dot{R}_i}$$

Dado que tanto los recursos como los productos de un equipo pueden estar formados por varias corrientes, estas expresiones proporcionan unos valores medios únicos. El valor de estos costes para cada equipo de la planta se observa en la tabla 99.

Tabla 99: Costes económicos unitarios de los equipos.

Equipos	Coste Exergoeconómico Unitario de los Recursos	Coste Exergoeconómico Unitario de los Productos
	c€/MJ	c€/MJ
Turbogrupos de gas	0,411	0,423
Turbogrupos de vapor	0,343	0,409
Caldera de recuperación	0,425	0,430
Condensador	0,367	0,438
Nudo alimentación	0,436	0,436
Planta	0,284	0,409

Con estos valores, se establece el sobre coste relativo de los equipos.

$$r_i = \frac{c_{P,i} - c_{R,i}}{c_{R,i}}$$

Los sobrecostes relativos obtenidos para los equipos y para la planta son los que aparecen en la tabla 100:

Tabla 100: Sobrecostes relativos de los equipos de la planta.

Equipos	Sobrecoste Relativo
	%
Turbogruppo de gas	3,01
Turbogruppo de vapor	19,41
Caldera de recuperación	1,32
Condensador	19,33
Nudo alimentación	0,00
Planta	44,43

Este valor indica la importancia de un equipo concreto en la formación de los costes termoeconómicos. Al ordenar los equipos de la planta en función del sobrecoste relativo, el que más importancia tiene en la formación de costes es el turbogruppo de vapor, seguida por el condensador, mientras que el que menos importancia tiene sin contar con el nudo de alimentación es la caldera de recuperación. Habrá que prestar especial atención al determinar los factores exergoeconómicos a la turbogruppo de vapor y al condensador. Por supuesto la planta presenta un sobrecoste relativo mayor ya que engloba el sobrecoste de cada uno de los equipos. Significa que del sobrecoste de la energía eléctrica producida por la planta, un 44,43 % viene dado por la misma.

Se calculan ahora los términos de sobrecostes de los equipos según:

$$\dot{\Pi}_{c,i} = c_{R,i} (\dot{I}_i + \dot{B}_d)$$

En él se aprecian las contribuciones termodinámicas y del coste fijo al sobrecoste

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 101

Tabla 101: Término del sobrecoste de los equipos de la planta.

Equipos	Término de sobrecoste
	c€s
Turbogrupos de gas	64,14
Turbogrupos de vapor	2,67
Caldera de recuperación	26,55
Condensador	1,55
Nudo alimentación	0,00
Planta	65,43

Este término, muestra la contribución de cada equipo al sobrecoste. Como se observa en la tabla 101, la suma de los términos de sobrecoste de cada equipo, no coincide con el término de sobrecoste de la planta, esto se debe a que el nivel de agregación es distinto. En la planta, el nivel de agregación es máximo mientras que para los resultados obtenidos para cada equipo, el nivel de agregación es menor. Esta variación en el nivel de agregación supone considerar distintos recursos y productos para cada uno, lo que hace que estos costes, también sean distintos.

A su vez la contribución termodinámica se divide en dos partes, por un lado el coste de las pérdidas de exergía del equipo y por otro el coste de la destrucción de exergía. Estas contribuciones se muestran en la tabla 102. Se observa como la suma de estas contribuciones suman el término de sobrecoste

Tabla 102: Desglose por pérdidas y destrucción de exergía a la contribución termodinámica al sobrecoste.

Equipos	Coste por Pérdidas de Exergía	Coste por destrucción de Exergía
	c€s	c€s
Turbogrupos de gas	0,00	64,14
Turbogrupos de vapor	0,00	2,67
Caldera de recuperación	19,11	7,44
Condensador	0,45	1,11
Nudo de alimentación	0,00	0,00
Planta	13,11	52,32

Estos costes, son costes ocultos ya que no aparecen en los balances. Se observa que en el turbogrupos de gas la contribución termodinámica al sobrecoste es únicamente producida por la destrucción de exergía al igual que en el turbogrupos de vapor. En el caso de la caldera presenta una contribución por pérdidas de exergía mayor que la contribución al sobrecoste por destrucción de exergía.

En el caso de la planta, contribución por destrucción de exergía es aproximadamente cinco veces mayor que la contribución por pérdidas, al sobrecoste de la energía eléctrica producida.

Dividiendo, los costes fijos de los equipos y por tanto la contribución económica de los mismos al sobrecoste entre el término de sobrecoste, formado por los costes termodinámicos y fijos, se obtiene la contribución relativa de los costes fijos al sobrecoste total originado en el equipo.

El factor exergoeconómico $f_i = \frac{\dot{Z}_i}{c_{R,i}(\dot{I}_i + \dot{B}_{d,i}) + \dot{Z}_i}$ de cada uno de los equipos se muestra en la

tabla 103.

Tabla 103: Factores exergoeconómicos de los equipos de la planta.

Equipo	f_i
	%
Turbogruppo de gas	34,02
Turbogruppo de vapor	78,48
Caldera de recuperación	33,36
Condensador	26,47
Nudo de alimentación	0,00
Planta	46,45

9.4.2 Interpretación de los factores obtenidos y posibles líneas de mejora

Para realizar la evaluación termoeconómica, se ordenarán los equipos por términos de sobrecostes decrecientes. Como se muestra en la tabla 104.

Tabla 104: Equipos ordenados por términos de sobrecoste decreciente.

Equipos	Término de sobrecoste
	c€s
Turbogruppo de Gas	64,14
Caldera de recuperación	26,55
Turbogruppo de vapor	2,67
Condensador	1,55
Nudo alimentación	00,00

Con estos resultados, se pueden proponer posibles líneas de mejora para la planta, indicando si se han de simplificar o mejorar los equipos. Se analizará qué parte de cada equipo convendría mejorar o simplificar, pudiendo ser esto de utilidad para los fabricantes de los mismos.

El turbogruppo de gas es el que presenta un término de sobrecoste mayor, luego será por donde haya que empezar a buscar mejoras con el fin de reducir este sobrecoste. Su factor exergoeconómico es bajo por lo que la contribución de este término de sobrecoste es mayor que la contribución de los costes fijos. Es probable que se logre una mejora en los costes de la planta mediante un aumento de la eficiencia termodinámica del turbogruppo de gas, aunque este suponga un aumento de la inversión y por consiguiente un aumento de los costes fijos.

Si analizamos los distintos subsistemas del turbogruppo de gas, el que presenta una menor eficiencia termodinámica es la cámara de combustión. A partir del coste exergoeconómico del grupo, se deduce la necesidad de una mejora en la eficiencia termodinámica, que podría comenzar con mejorar la eficiencia de la cámara de combustión. Debido a la irreversibilidad inherente del proceso de combustión, probablemente el fabricante tendrá bastante ajustado el proceso, por lo que una mejora del equipo resultaría cara y muy pequeña. Naturalmente, toda mejora en la cámara de combustión supondría una mejora en la planta.

Se observa que el segundo equipo que presenta un sobrecoste alto, aunque tres veces menor que el turbogruppo de gas, es la caldera de recuperación. El factor exergoeconómico del equipo indica que se presenta un caso análogo. El peso del término de sobrecoste es mayor que los costes fijos luego sería razonable una mejora de la eficiencia del equipo aunque esta suponga un aumento de inversión en la planta.

Considerando los distintos circuitos que forman la caldera de recuperación debería analizarse la mejora de la eficiencia termodinámica del circuito de condensado. Dentro de este circuito presenta una menor eficiencia termodinámica el economizador. El salto térmico producido por este tipo de calderas, respecto a las de combustión, es inferior. Si se comparan ambos tipos de calderas, el precio por kW obtenido es mayor en las de recuperación, sin embargo, en su diseño se tiende a abaratar los costes. Una mejora termodinámica de las mismas, en vez de una reducción de costes por parte del fabricante, supondría una mejora importante en el rendimiento de la planta.

En cuanto al turbogruppo de vapor, éste presenta un término de sobrecoste relativamente bajo, del orden de treinta veces menor que el del turbogruppo de gas y diez veces menor que el de la caldera de recuperación. Su factor exergoeconómico es muy alto, lo que implica que los costes fijos llevan la mayor parte del peso del sobrecoste. Esto se debe a que es una tecnología muy madura, y esto ocasiona un aumento de este factor, debido al aumento del coste fijo del equipo. En este caso sería conveniente reducir la inversión en este grupo a pesar de sacrificar la eficiencia del mismo.

Con los resultados obtenidos, se observa que el turbogruppo de vapor, es menos sensible al precio del combustible que el turbogruppo de gas.

Analizando los subsistemas que forman parte del turbogruppo de vapor se podría empezar por simplificar el diseño del alternador, aunque supusiera una disminución de la eficiencia exergética.

Al máximo nivel de agregación, la planta presenta un factor del 46,45 % lo que indica que el término de sobrecoste tiene mayor peso relativo que la inversión realizada en la misma. Se podría investigar si un aumento de la inversión en la misma, mejorando su diseño y por tanto su eficiencia termodinámica, resultaría en una ventaja económica. Esto significaría una reducción en el sobrecoste de la energía eléctrica generada por la planta. Para esta mejora termodinámica de la planta, se seguiría el orden de actuación descrito anteriormente.

10 BIBLIOGRAFÍA

10.1 Libros

- AGÜERA SORIANO, J (1999): Termodinámica lógica y motores térmicos; Editorial Ciencia.
- BOEHM, R.F. (1987): Design Analysis of Thermal Systems; Wiley.
- KOTAS, T.J. (1985): The Exergy Method of Thermal Plant Analysis; Butterworths.
- MONTES VILLALÓN, J.M^a et al. (2001): Análisis exergético.
- MONTES VILLALÓN, J.M^a et al. (2001): Termoeconomía.
- MORAN, M.J. (1999): Fundamentos de termodinámica técnica; Reverté.
- SALA LIZARRAGA, J.M^a (1999): Cogeneración, aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos; Universidad del País Vasco.
- SALA LIZARRAGA, J.M^a (2000) et al: Termodinámica aplicada; Universidad de la Rioja.
- SZARGUT, J et al. (1988): Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes; Hemisphere.
- VILLARES MARTÍN, M: Cogeneración; FC Editorial.
- WARK, K.J (1990): Termodinámica; McGraw-Hill.

10.2 Páginas web de interés

www.chemicallogic.com

www.energuia.es

www.engineeringtoolbox.com

www.exergy.se

www.humboldt.edu

www.imartinez.etsin.upm.es

www.infopower.es

www.mech.utah.edu

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE
INGENIEROS DE MINAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA
QUÍMICA Y COMBUSTIBLES

ANÁLISIS EXERGÉTICO Y EVALUACIÓN
TERMOECONÓMICA DE UN CICLO
COMBINADO DE GENERACIÓN DE
ENERGÍA ELÉCTRICA

DOCUMENTO N° 2: ESTUDIO ECONÓMICO

BORJA GONZÁLEZ DEL REGUERAL
GONZÁLEZ DEL CORRAL

FEBRERO 2003

1 COSTES DEL PROYECTO

Los costes que figuran en este presupuesto, son los de realización del análisis exergético y evaluación termoeconómica de la planta.

1.1 Mediciones

Las partidas del presupuesto se pueden dividir en:

1. Ingeniería
2. Redacción y mecanografiado

Se realizan las mediciones de los tiempos empleados en cada una de las partidas anteriores, durante la realización del proyecto. Para la realización del trabajo de ingeniería, han sido empleados seis meses. Se han trabajado en este proyecto cuarenta horas semanales, en paralelo con la realización del trabajo de ingeniería se ha realizado la redacción y el mecanografiado.

El número de horas empleadas en cada uno de estos conceptos es:

Ingeniería	1040 horas
Redacción y mecanografiado	300 horas
Total	1340 horas

1.2 Precios unitarios

El valor estimado para los precios unitarios de cada uno de estos conceptos es de:

Ingeniería:	60 €/h
Redacción y mecanografiado:	15 €/h
Ordenador personal:	1500 €
Encuadernación:	42 €
Imprevistos:	10 % del total

Los costes de ingeniería incluyen la realización de cálculos, toma de decisiones en función de los mismos y la recopilación de información y documentación para el mismo.

1.3 Presupuesto

El presupuesto para este proyecto es de:

Ingeniería:	62400 €
Redacción y mecanografiado:	4500 €
Ordenador personal:	1500 €
Encuadernación:	42 €
Imprevistos:	6844 €
Total:	75286 €

