



ULL

Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado Gas – Solar (Ciclo ISCC)

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Pablo Hernández de la Cruz

Tutor: Agustín M. Delgado Torres

Julio de 2014

a Celia, Nieves, Damián e Isabel

En primer lugar, agradecer a mi tutor, Agustín, toda la paciencia y apoyo que me ha prestado, sobre todo en los numerosos momentos de crisis nerviosa.

En segundo lugar, agradecer a mis padres, Nieves y Damián, y a mi hermana, Celia, que me hayan permitido dedicarme con total plenitud a la ingeniería.

Y por último, aunque no menos importante, a todos aquellos compañeros de la carrera que hacen de ella un lugar mejor. Carlos, Marian, Ana, Jairo, Rubén.

ÍNDICE GENERAL

Presentación

Glosario de abreviaturas

Memoria

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	3
Hoja de identificación	5
Objeto	7
Alcance	9
Antecedentes	11
1. Introducción	13
2. Descripción de la instalación	15
2.1 Presentación	15
2.2 Motor turbina de gas	15
2.3 Turbina de vapor	16
2.4 Caldera de recuperación	18
2.5 Instalación de ciclo combinado gas – vapor	21
2.6 Instalación de ciclo combinado gas – solar	29
2.7 Resumen de hipótesis de trabajo	31
2.7.1 Hipótesis de trabajo generales	32
2.7.2 Hipótesis de trabajo del motor turbina de gas	32
2.7.3 Hipótesis de trabajo del ciclo de producción de potencia mediante vapor	33
2.7.4 Hipótesis de trabajo de la planta híbrida gas – solar	34
3. Análisis y discusión de resultados	35
3.1 Presentación	35
3.2 Características del ciclo combinado	35
3.2.1 Propiedades termodinámicas de los estados	35
3.2.2 Diagrama T-s del ciclo de vapor	37

3.3 Resultados del estudio del ciclo combinado gas – vapor	40
3.3.1 Resultados del análisis energético y exergético del motor turbina de gas	40
3.3.2 Resultados del análisis energético y exergético del ciclo de vapor	44
3.3.3 Ciclo combinado gas – vapor	51
3.4 Resultados del estudio de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar	54
3.4.1 Análisis de la configuración de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar	54
3.4.2 Comparación de los resultados del ciclo combinado gas – vapor y del ciclo combinado gas – solar	57
3.4.3 Análisis de la caldera de recuperación	61
3.4.4 Dimensionado del campo solar	62
4. Conclusiones	64
Lista de referencias	67
Bibliografía	68
Orden de prioridad de los documentos básicos	69

Anexos

Anexo I: Teoría de ciclo combinado gas – vapor

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	2
I.1 Presentación	3
I.2 Producción de potencia mediante ciclos de potencia de vapor	3
I.2.1 Introducción	3
I.2.2 Equipos	5
I.2.3 Ciclo Rankine	6
I.2.4 Irreversibilidades del Ciclo Rankine	8
I.2.5 Modificaciones del Ciclo Rankine	10
I.3 Producción de potencia mediante turbina de gas	14
I.3.1 Introducción	14
I.3.2 Equipos	14
I.3.3 Ciclo Brayton de Aire – Estándar	16

I.3.4 Irreversibilidades en un Motor Turbina de Gas	18
I.4 Ciclo combinado Gas – Vapor	19
I.4.1 Introducción	19
I.4.2 Configuración del Ciclo Combinado	20
I.4.3 Caldera de Recuperación	21
I.4.4 Perfil de Temperaturas	24
I.4.5 Ventajas del Ciclo Combinado	25
I.5 Balance de Masa, Energía y exergía	26
I.5.1 Introducción	26
I.5.2 Volumen de Control	26
I.5.3 Balance de Masa en Volúmenes de Control	27
I.5.4 Balance de Energía en Volúmenes de Control	28
I.5.5 Balance de Exergía en Volúmenes de Control	29
I.5.6 Rendimiento Térmico, Rendimiento Isoentrópico y Eficiencia Exergética	33
Lista de Referencias	38
Bibliografía	38

Anexo II: Teoría de ciclo combinado gas – solar

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	2
II.1 Presentación	3
II.2 Conceptos generales de irradiancia solar	3
II.3 Colectores cilíndrico parabólicos	11
II.4 Campo solar	19
Lista de Referencias	25
Bibliografía	25

Anexo III: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo gas – vapor

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	2
III.1 Presentación	3

III.2 Hipótesis de trabajo generales	3
III.3 Motor turbina de gas	5
III.3.1 Descripción del motor turbina de gas	5
III.3.2 Hipótesis de trabajo y suposiciones específicas	6
III.3.3 Cálculo de las capacidades térmicas y del poder calorífico inferior	10
III.3.4 Cálculo de los caudales másicos	15
III.3.5 Cálculo de los estados termodinámicos	17
III.3.6 Cálculo de la capacidad térmica de los gases de combustión a partir del análisis de la reacción química	21
III.3.7 Análisis energético del motor turbina de gas	23
III.3.8 Análisis exergético del motor turbina de gas	25
III.3.9 Parámetros globales del motor turbina de gas	29
III.4 Ciclo combinado Gas – Vapor	30
III.4.1 Descripción del ciclo combinado gas – vapor	30
III.4.2 Hipótesis de trabajo y suposiciones específicas	30
III.4.3 Cálculo de los estados termodinámicos	33
III.4.4 Cálculo de los caudales másicos	50
III.4.5 Análisis energético del ciclo de vapor y de la caldera de recuperación	59
III.4.6 Análisis exergético del ciclo de vapor y de la caldera de recuperación	64
III.4.7 Parámetros globales del ciclo combinado gas – vapor	71
Lista de Referencias	76
Bibliografía	76
Anexo IV: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo gas – solar	
Lista de imágenes	1
Lista de tablas	2
IV.1 Presentación	3
IV.2 Hipótesis de trabajo	3
IV.3 Cálculo del caudal másico extra y del calor solar	7
IV.4 Modificaciones con respecto al ciclo combinado gas – vapor	11

IV.5 Dimensionado del campo solar	18
IV.6 Cálculo del caudal de aceite térmico	22
Lista de Referencias	24
Bibliografía	24

Anexo V: Detalle de cálculos

V.1 Presentación	1
V.2 Capacidad térmica del aire	1
V.3 Capacidad térmica de los gases de combustión	2
V.4 Cálculo del poder calorífico inferior del combustible	4
Lista de Referencias	9
Bibliografía	9

Anexo VI: Código de Engineering Equation Solver

VI.1 Presentación	1
VI.2 Código	1
VI.2.1 Parámetros de entrada	1
VI.2.2 Cálculo de los estados termodinámicos	2
VI.2.3 Cálculo de los caudales másicos	6
VI.2.4 Análisis energético y exergético del ciclo combinado gas – vapor	7
VI.2.5 Análisis del ciclo ISCC	10
VI.2.6 Dimensionado del campo solar	14
VI.3 Listado de resultados	15

Planos

Plano 1: Diagrama de procesos del ciclo combinado gas – vapor

Plano 2: Diagrama de procesos del ciclo combinado gas – solar

Plano 3: Detalle de la caldera de recuperación

PRESENTACIÓN

Los estudios y análisis que se plantean en este trabajo se organizan principalmente en dos documentos diferentes, la memoria y los anexos. Además, al final de este trabajo se adjuntan tres planos que sirven como complemento a la hora de interpretar los análisis que se plantean en este estudio. A continuación se indican qué contenidos se pueden encontrar en cada documento.

Memoria

Sección 1: Introducción.

En la primera sección de la memoria, introducción, se exponen las nociones básicas sobre las que versa el estudio y análisis de este trabajo, además de indicar las características principales de los ciclos combinados gas – vapor y gas – solar.

Sección 2: Descripción de la instalación

En la segunda sección de la memoria, descripción de la instalación, se explican las características técnicas y energéticas de la central de ciclo combinado que se utiliza para el estudio. Así, se definen los diferentes parámetros que componen el ciclo de producción de potencia mediante gas – vapor y la planta híbrida, tales como condiciones de operación, estados termodinámicos e hipótesis de trabajo.

Sección 3: Análisis y discusión de resultados

En la tercera sección de la memoria, análisis y discusión de resultados, se exponen y estudian los resultados obtenidos a partir de los cálculos que se plantean para la instalación. Para ello, se indican los resultados de las propiedades termodinámicas de los estados que definen la operación de la planta, y los resultados de los análisis energéticos y exergéticos de los equipos que forman la instalación, tanto en modo de operación fósil como en modo de operación solar.

Sección 4: Conclusiones

En la cuarta y última sección de la memoria, conclusiones, como su propio nombre indica, se realiza un enfoque global y final de los resultados obtenidos a partir de los estudios que se plantean en este trabajo.

Anexos

Anexo I: Teoría de ciclo combinado gas – vapor

En el anexo I se explican las nociones básicas de los sistemas que conforman un ciclo combinado gas – vapor. Para ello se describe el funcionamiento de un ciclo de producción de potencia mediante vapor, el funcionamiento de un motor turbina de gas y la configuración de un ciclo combinado básico. Además, se indican las herramientas fundamentales que sirven para analizar el ciclo combinado, tales como balances de masa, energía y exergía; rendimiento térmico y eficiencia exergética.

Anexo II: Teoría de ciclo combinado gas - solar

En el anexo II se exponen los conceptos generales para entender el funcionamiento de la hibridación, siendo éstos las nociones básicas de irradiancia solar y la descripción general de los colectores cilíndrico parabólicos que componen el campo solar de la planta híbrida.

Anexo III: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo combinado gas - vapor

En el anexo III se plantean las hipótesis de trabajo y el procedimiento de cálculo que se sigue para analizar y obtener los resultados que se exponen en la sección 3 de la memoria.

Anexo IV: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo combinado gas - solar

En el anexo IV se plantean las hipótesis de trabajo y el procedimiento de cálculo, además de las modificaciones que se deben seguir para analizar el ciclo combinado en modo de operación solar. Además, se indica el procedimiento que se sigue para dimensionar y caracterizar el campo solar.

Anexo V: Detalle de cálculos

En el anexo V se detalla el cálculo de ciertos parámetros que en cierta medida no resulta necesario indicar en el planteamiento de cálculo del ciclo combinado. Dichos parámetros son la capacidad térmica del aire, la capacidad térmica de los gases de combustión y el poder calorífico inferior del combustible.

Anexo VI: Código y resultados Engineering Equation Solver

En el anexo VI se adjunta el código que se ha utilizado para resolver los cálculos planteados sobre el ciclo combinado, y que se ha ejecutado en el software Engineering Equation Solver (EES). También se adjuntan los resultados que devuelve dicho programa.

Planos

Plano 1: Diagrama de procesos del ciclo combinado gas – vapor

En el plano 1 se indica el diagrama de procesos que se sigue en la instalación de ciclo combinado gas – vapor.

Plano 2: Diagrama de procesos del ciclo combinado gas – solar

En el plano 2 se indica el diagrama de procesos que se sigue en la instalación de ciclo combinado gas – solar, es decir, se añade el campo solar con respecto al plano 1.

Plano 1: Detalle de la caldera de recuperación

En el plano 3 se detalla el diagrama de procesos de la caldera de recuperación, así como los diferentes estados termodinámicos que aparecen en la operación de la misma.

GLOSARIO DE ABREVIATURAS

AP	Alta Presión
BAA	Bomba de Agua de Alimentación
BAP	Bomba de Alta Presión
BC	Bomba de Condensado
BMP	Bomba de Media Presión
BP	Baja Presión
CA	Compresor de Aire
CAP	Calderín de Alta Presión
CBP	Calderín de Baja Presión
CC	Ciclo Combinado Gas – Vapor
CCP	Colector Cilíndrico Parabólico
CMP	Calderín de Media Presión
CND	Condensador
CR	Caldera de Recuperación
CR1	Caldera de Recuperación, etapa 1
CR2	Caldera de Recuperación, etapa 2
CR3	Caldera de Recuperación, etapa 3
CR4	Caldera de Recuperación, etapa 4
CV	Ciclo de Vapor
DSG	Desgasificador
HRSG	Heat Recovery Steam Generator (Caldera de Recuperación)
HTF	Heat Transfer Fluid (Aceite Térmico)
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle (Ciclo Combinado Gas – Solar)
MP	Media Presión
MTG	Motor Turbina de Gas

OTSG	Once – Through Steam Generator (Caldera de Recuperación de un solo paso)
SEGS	Solar Electricity Generating Station
SP	Separador de Alta Presión
SSG	Solar Steam Generator (Generador de Vapor Solar)
TG	Turbina de Gas
TV	Turbina de Vapor
TVAP	Turbina de Vapor de Alta Presión
TVBP	Turbina de Vapor de Baja Presión
TVMP	Turbina de Vapor de Media Presión
VS	Vapor Solar



Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

MEMORIA

**Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado
Gas – Solar (Ciclo ISCC)**

Titulación: **Grado en Ingeniería Mecánica**

Autor: **Pablo Hernández de la Cruz**

Tutor: **Agustín M. Delgado Torres**

Julio de 2014

Índice de memoria

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	3
Hoja de identificación	5
Objeto	7
Alcance	9
Antecedentes	11
1. Introducción	13
2. Descripción de la instalación	15
2.1 Presentación	15
2.2 Motor turbina de gas	15
2.3 Turbina de vapor	16
2.4 Caldera de recuperación	18
2.5 Instalación de ciclo combinado gas – vapor	21
2.6 Instalación de ciclo combinado gas – solar	29
2.7 Resumen de hipótesis de trabajo	31
2.7.1 Hipótesis de trabajo generales	32
2.7.2 Hipótesis de trabajo del motor turbina de gas	32
2.7.3 Hipótesis de trabajo del ciclo de producción de potencia mediante vapor	33
2.7.4 Hipótesis de trabajo de la planta híbrida gas – solar	34

3. Análisis y discusión de resultados	35
3.1 Presentación	35
3.2 Características del ciclo combinado	35
3.2.1 Propiedades termodinámicas de los estados	35
3.2.2 Diagrama T-s del ciclo de vapor	37
3.3 Resultados del estudio del ciclo combinado gas – vapor	40
3.3.1 Resultados del análisis energético y exergético del motor turbina de gas	40
3.3.2 Resultados del análisis energético y exergético del ciclo de vapor	44
3.3.3 Ciclo combinado gas – vapor	51
3.4 Resultados del estudio de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar	54
3.4.1 Análisis de la configuración de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar	54
3.4.2 Comparación de los resultados del ciclo combinado gas – vapor y del ciclo combinado gas – solar	57
3.4.3 Análisis de la caldera de recuperación	61
3.4.4 Dimensionado del campo solar	62
4. Conclusiones	64
Lista de referencias	67
Bibliografía	68
Orden de prioridad de los documentos básicos	69

Lista de imágenes

1. Introducción

Imagen 1. 1: Balance eléctrico de mayo / 2014 en las Islas Canarias. Fuente: Red Eléctrica de España S.A.....	13
---	----

2. Descripción de la instalación

Imagen 2. 1: Detalle constructivo del motor turbina de gas SGT5-8000H. Fuente: Siemens.....	16
Imagen 2. 2: Sección de la turbina de vapor SST-5000. Modificada de [Brochure SST-5000].....	17
Imagen 2. 3: Turbina de Vapor SST-5000. Fuente: Siemens.....	17
Imagen 2. 4: Etapas de una caldera de recuperación de un solo paso	19
Imagen 2. 5: Ejemplo de caldera de recuperación de un solo paso	20
Imagen 2. 6: Modelo de caldera de utilizado para el estudio	20
Imagen 2. 7: Diagrama T-s del ciclo combinado gas - vapor.....	25
Imagen 2. 8: Detalle de la caldera de recuperación.....	27
Imagen 2. 9: Configuración de la planta de ciclo combinado. Modificado de: [Brochure SCC5-8000H 1S].....	28
Imagen 2. 10: Perspectiva aérea de la central de ciclo combinado SCC5 -8000H 1S. Fuente: Siemens.....	28
Imagen 2. 11: Esquema básico de una planta ISCC	31

3. Análisis y discusión de resultados

Imagen 3. 1: Diagrama T-s del ciclo de vapor	38
Imagen 3. 2: Ampliación de la zona de líquido subenfriado	39
Imagen 3. 3: Potencias en el motor turbina de gas	43
Imagen 3. 4: Destrucción de exergía en el motor turbina de gas.....	43
Imagen 3. 5: Porcentajes de caudales máxicos en el ciclo de vapor	45
Imagen 3. 6: Potencia mecánica desarrollada por las turbinas de vapor	46
Imagen 3. 7: Saltos entálpicos en las turbinas de vapor	47

Imagen 3. 8: Potencia mecánica consumida por las bombas	48
Imagen 3. 9: Destrucción de exergía en las turbinas de vapor.....	49
Imagen 3. 10: Destrucción de exergía en las bombas	49
Imagen 3. 11: Destrucción de exergía en el condensador y en el desgasificador	50
Imagen 3. 12: Destrucción de exergía en la caldera de recuperación	50
Imagen 3. 13: Exergía de flujos en la planta de ciclo combinado	52
Imagen 3. 14: Distribución de caudales máxicos en la planta ISCC.....	54
Imagen 3. 15: Variación de la temperatura de salida de los gases de combustión	55
Imagen 3. 16: Potencia mecánica bruta desarrollada por las turbinas de vapor en modo solar	56
Imagen 3. 17: Destrucción de exergía en la caldera de recuperación en modo solar	62

4. Conclusiones

Imagen 4. 1: Número de colectores cilíndrico parabólicos en función del caudal de vapor solar	64
---	----

Lista de tablas

2. Descripción de la instalación

Tabla 2. 1: Especificaciones técnicas del motor turbina de gas SGT5-8000H [Web SGT5-8000H]	15
Tabla 2. 2: Especificaciones técnicas de la turbina de vapor SST-5000 [Brochure SST-5000]	18
Tabla 2. 3: Etapas de la caldera de recuperación	21
Tabla 2. 4: Especificaciones técnicas del ciclo combinado SCC5-8000H 1S [Brochure SCC5-8000H 1S]	22
Tabla 2. 5: Estados termodinámicos del ciclo combinado gas - vapor	24
Tabla 2. 6: Procesos termodinámicos del ciclo combinado gas – vapor	25
Tabla 2. 7: Equipos y caudales másicos en el ciclo combinado gas - vapor	26

3. Análisis y discusión de resultados

Tabla 3. 1: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo de vapor	36
Tabla 3. 2: Propiedades termodinámicas de los estados del motor turbina de gas	37
Tabla 3. 3: Propiedades termodinámicas del ciclo de vapor a partir de Termograf	40
Tabla 3. 4: Parámetros generales del motor turbina de gas	41
Tabla 3. 5: Eficiencias exergéticas en el motor turbina de gas	44
Tabla 3. 6: Parámetros generales del ciclo de vapor	45
Tabla 3. 7: Resumen de parámetros energéticos y exergéticos del ciclo combinado gas - vapor	53
Tabla 3. 8: Comparación de caudales másicos	57
Tabla 3. 9: Comparación energética	58
Tabla 3. 10: Comparación exergética	59
Tabla 3. 11: Rendimiento energético y eficiencia exergética para los dos casos de operación	60
Tabla 3. 12: Dimensiones del campo solar	63

Hoja de identificación

Trabajo de Fin de Grado:

Estudio de una planta híbrida de ciclo combinado gas – solar. Ciclo ISCC.

Autor:

Pablo Hernández de la Cruz.

Tutor:

Agustín Manuel Delgado Torres.

Universidad:

Universidad de La Laguna – Escuela Técnica Superior de Ingeniería Civil e Industrial.

Fecha:

Julio de 2014.

Objeto

El objeto de este trabajo es el estudio energético de una planta híbrida de ciclo combinado gas – solar, en inglés Integrated Solar Combined Cycle (ISCC). Este tipo de centrales de producción de electricidad a gran escala se basan en un ciclo combinado gas – vapor al que se añade un campo solar para cubrir parte de la potencia térmica que demanda dicho ciclo. Las consecuencias principales de la hibridación de plantas de ciclo combinado convencionales son el aumento de la producción de potencia neta del ciclo y la reducción del consumo de combustible. Para analizar este tipo de ciclo se plantea el estudio de una planta de ciclo combinado gas – vapor y se estudian las consecuencias de implantar un campo solar que aporte una cierta cantidad de energía térmica proveniente del Sol, así como determinar las dimensiones y características aproximadas que debe tener dicho campo solar. Con ello se pretenden determinar las ventajas e inconvenientes, tanto termodinámicas como técnicas, que resultan de tal hibridación.

This work's aim is the study of an Integrated Solar Combined Cycle. This kind of big scale electricity power plants are based on a gas – steam combined cycle where a solar field is added in order to cover part of the plant's thermal demand. The main consequences of the hybridization of combined cycle power plants are the increment of the net power production and the reduction of the fuel consumption. In order to analyze this kind of power plants a study of a combined cycle power plant is proposed, besides the consequences of establishing a solar field which covers part of the thermal demand by using the energy of the Sun. Approximated dimensions and characteristics required for the solar field are studied too. In conclusion, the objective is to determine the advantages and disadvantages, both thermodynamic and technical, resulting from this hybridization.

Alcance

En el presente trabajo se selecciona una central de ciclo combinado gas – vapor determinada, con sus correspondientes características, tanto energéticas como técnicas. A partir de dicha central seleccionada se plantean las diferentes modificaciones que se deben llevar a cabo para implantar un campo solar que aporte energía en forma de calor a partir de la radiación solar. El análisis que se plantea es principalmente termodinámico, por lo que se estudian las características energéticas y exergéticas de ambos ciclos. No es objetivo de este trabajo el análisis técnico – económico que se podría plantear en cuanto a las características del campo solar se refiere, así como las diferentes configuraciones que se podrían adoptar en la construcción del mismo.

En cuanto al análisis termodinámico que se plantea, se selecciona un punto de operación y un emplazamiento determinado, por lo que no se barajan las diferentes posibilidades que pueden existir al realizar el estudio en diferentes localizaciones o en diferentes instantes de tiempo.

Antecedentes

Las centrales de ciclo combinado gas – vapor, que funcionan a partir de combustibles fósiles como gas natural, proporcionan el mayor rendimiento energético entre este tipo de centrales de producción de electricidad a gran escala.

El aumento del consumo de combustibles fósiles y la consecuente destrucción del medio ambiente han llevado a los sistemas de producción de electricidad a buscar una solución a estos problemas, que pasa principalmente por disminuir el consumo de elementos contaminantes. En las centrales híbridas de producción de potencia mediante vapor se reduce el consumo de combustible y además se aumenta la producción de electricidad, por lo que este tipo de tecnología interesa en gran medida como solución a algunos de los problemas que plantean los sistemas de producción de electricidad convencionales.

Actualmente existen a nivel mundial tres centrales ISCC operativas. Estas tres centrales utilizan colectores cilíndrico parabólicos como tecnología para concentrar la radiación solar y obtener energía en forma de calor. En los últimos años se están desarrollando e investigando centrales ISCC que en lugar de colectores cilíndrico parabólicos utilizan torres de heliostatos como tecnología termo – solar.

1. Introducción

Las centrales de ciclo combinado son, a nivel global, los sistemas de producción de potencia eléctrica con el mayor rendimiento energético. Consisten básicamente en la coexistencia de dos sistemas de producción de potencia: el primero de ellos produce potencia mecánica mediante gas, y los gases producto de la combustión de este sistema se utilizan como aporte energético para generar potencia mecánica en el segundo tipo de sistema, de producción de potencia mecánica mediante vapor. Ambos sistemas se unen mediante un equipo denominado caldera de recuperación, cuya configuración depende principalmente de las características del ciclo de vapor.

En la actualidad, la demanda eléctrica de la población global se cubre en primer lugar mediante centrales nucleares, seguidas muy de cerca por las centrales que utilizan combustibles fósiles. A modo de ejemplo, en las Islas Canarias la demanda eléctrica se cubre principalmente mediante la instalación de ciclo combinado, tal y como se indica en la imagen 1.1, que representa la tecnología energética del parque eléctrico de Canarias en el mes de mayo de 2014. Atendiendo a dicha imagen, se observa que entorno al 39,9 % de la demanda eléctrica se cubre mediante ciclo combinado, seguido de un 24,9 % por los motores diésel y un 21,5 % mediante turbina de vapor.

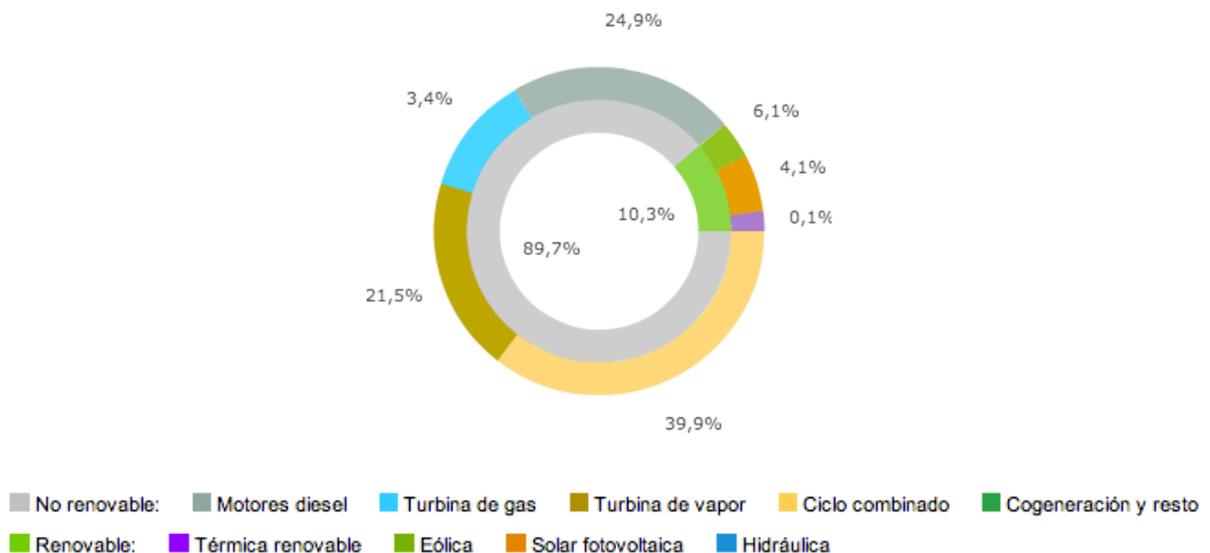


Imagen 1. 1: Balance eléctrico de mayo / 2014 en las Islas Canarias. Fuente: Red Eléctrica de España S.A.

Los sistemas energéticos están en constante evolución, buscando siempre la mayor eficiencia posible y el aprovechamiento máximo de los recursos. A raíz de esto surgen las centrales híbridas de ciclo combinado gas – solar, o denominadas en inglés como Integrated

Solar Combined Cycle (ISCC). Estas centrales consisten, básicamente, en añadir un aporte de energía en forma de calor obtenida de un campo solar al ciclo combinado gas – vapor, de forma que el vapor necesario para operar en el ciclo de vapor sea generado una parte en la caldera de recuperación por el calor aportado por los gases de combustión y otra parte sea aportado por la energía en forma de calor obtenida en el campo solar. Con este aporte de energía extra se consigue aumentar la potencia neta desarrollada por el ciclo combinado, así como reducir el consumo de combustible y las emisiones contaminantes a la atmósfera.

Actualmente existen en todo el mundo tres centrales de este tipo [Base de datos NREL]. Se trata, por lo tanto, de un tipo de centrales de producción de potencia en sus primeros momentos de desarrollo que utilizan una tecnología muy interesante por las ventajas que ofrece, tanto en el aumento de potencia desarrollada como en la mejora del impacto ambiental.

Los campos solares de donde se obtiene la energía en forma de calor extra para el ciclo combinado pueden estar formados por diferentes tecnologías termo-solares, pero para este tipo de plantas híbridas ISCC los colectores cilíndrico parabólicos (CCP) son los más utilizados para concentrar la energía solar y transformarla en energía térmica. Muestra de ello es que las cuatro plantas existentes actualmente de este tipo utilizan CCP y la mayoría de plantas termo-solares también utilizan este tipo de tecnología, como las plantas SEGS (Solar Electricity Generating Station) de California (EEUU) [Base de datos NREL ; Zarza, E., 2003].

En este trabajo se plantea el estudio de una central de ciclo combinado gas – vapor convencional y se analizan las modificaciones e influencias que se producen al adaptarla a una planta de tipo ISCC. En la sección 2 se describe la instalación de ciclo combinado gas – vapor seleccionada para el estudio y se plantea la configuración de la planta ISCC, mientras que en la sección 3 se exponen, discuten y analizan los resultados del estudio. En el anexo I de este trabajo se explica teóricamente la configuración de los ciclos combinados gas – vapor, mientras que en el anexo II se exponen las nociones básicas referentes a las plantas híbridas de ciclo combinado gas – solar. En cuanto a los cálculos y análisis, en el anexo III y en el anexo IV se explica el procedimiento de cálculo y análisis para la central de ciclo combinado y para la central ISCC, respectivamente.

2. Descripción de la instalación

2.1 Presentación

En esta sección se describe la configuración del ciclo combinado así como los diferentes componentes que forman parte de la instalación que se analiza en el presente trabajo. Para ello se comentan los aspectos de operación más relevantes de cada uno de los equipos que forman parte de dicha instalación. En primer lugar se define la planta de ciclo combinado gas – vapor que se ha seleccionado como referencia para el estudio, detallando los equipos que se utilizan en la operación del mismo, y a continuación se explica la configuración de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar.

Se ha seleccionado una central de ciclo combinado determinada después de barajar varias opciones de diferentes fabricantes. Teniendo en cuenta diferentes aspectos como la producción de potencia o la disponibilidad de los datos de operación, finalmente se ha seleccionado la Central de Ciclo Combinado Gas – Vapor de Siemens, SCC5-8000H 1S [Web Power Plant SCC5-8000H 1S], instalada en Irsching, Alemania. Se selecciona esta central para trabajar con datos reales de operación y de diseño, y así acercar los resultados del análisis de este trabajo a los resultados reales. A continuación se describen los diferentes componentes de Siemens que operan en esta central de ciclo combinado.

2.2 Motor turbina de gas

El motor turbina de gas que se utiliza para generar potencia mediante gas en esta instalación es la turbina de gas SGT5-8000H [Web SGT5-8000H]. Se trata de una turbina de gas sin regeneración ni refrigeración intermedia, cuyas especificaciones técnicas se detallan en la tabla 2.1 mostrada a continuación:

Parámetro	Abreviatura	Valor
Caudal másico de gases de combustión	\dot{m}_{gc}	$820 \frac{kg}{s}$
Temperatura de salida de los gases de combustión	T_D	898,15 K
Relación de compresión	rc	19,2
Potencia neta desarrollada por el motor turbina de gas	\dot{W}_{MTG}	375 MW
Rendimiento energético del motor turbina de gas	$\eta_{T,MTG}$	40%

Tabla 2. 1: Especificaciones técnicas del motor turbina de gas SGT5-8000H [Web SGT5-8000H]

En la imagen 2.1 se muestra el detalle constructivo de la turbina de gas seleccionada:

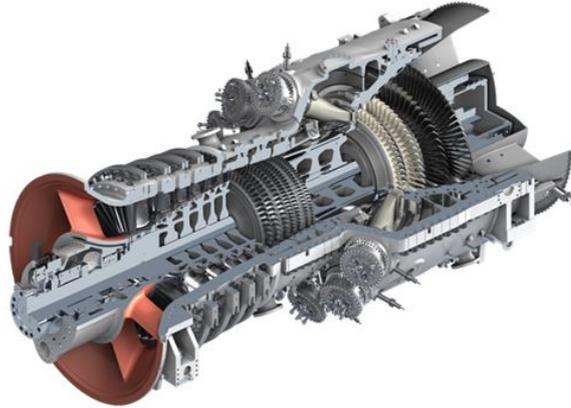


Imagen 2. 1: Detalle constructivo del motor turbina de gas SGT5-8000H. Fuente: Siemens

De izquierda a derecha, se distribuyen las diferentes etapas de compresión, a continuación se identifica la cámara de combustión con los correspondientes inyectores de combustible y por último se aprecian los álabes de las etapas de expansión de la turbina de gas.

2.3 Turbina de vapor

La turbina de vapor que se utiliza para generar potencia mediante vapor en esta instalación es la turbina de vapor SST-5000 [Brochure SST-5000]. Esta turbina consta de un cilindro que combina alta presión y media presión con flujos inversos, y un segundo cilindro de doble flujo de baja presión, por lo tanto en total opera con tres niveles de presión. En la imagen 2.2 se muestra la sección de la turbina en la que se pueden apreciar los diferentes cilindros en los que se expande el vapor. En dicha imagen se puede identificar la primera etapa de expansión de alta presión, la etapa de expansión de media presión y la etapa de baja presión formada por doble cilindros. Por último, en la imagen 2.3 se muestra una imagen real de la turbina de vapor en cuestión.

Las especificaciones técnicas de la turbina de vapor SST-5000 se resumen en la tabla 2.2 de la página 18.

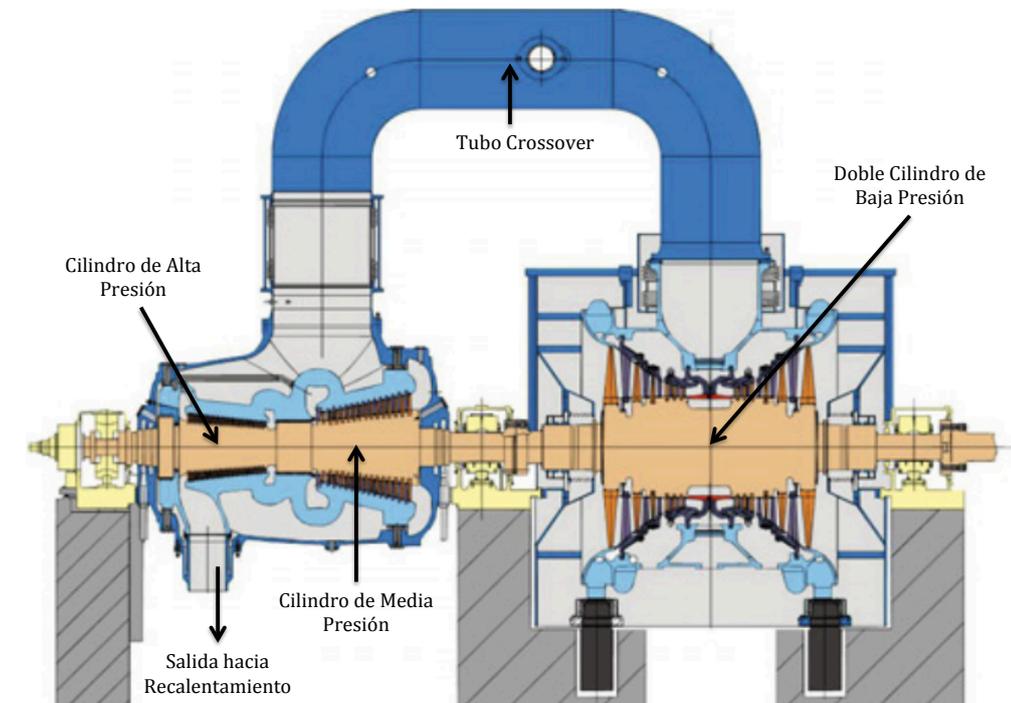


Imagen 2. 2: Sección de la turbina de vapor SST-5000. Modificada de [Brochure SST-5000]



Imagen 2. 3: Turbina de Vapor SST-5000. Fuente: Siemens

Parámetro	Valor
Rango de potencia neta desarrollada por la turbina de vapor en operación de ciclo combinado	120 – 500 MW
Temperatura del vapor principal	hasta 873,15 K
Presión del vapor principal	hasta 190 bar
Temperatura del vapor sobrecalentado	873,15 K

Tabla 2. 2: Especificaciones técnicas de la turbina de vapor SST-5000 [Brochure SST-5000]

Las características mostradas en la tabla 2.2 son meramente orientativas ya que las condiciones de operación de la turbina de vapor se especifican en las condiciones de operación del ciclo combinado, detallado en la subsección 2.5.

2.4 Caldera de recuperación

La caldera de recuperación utilizada en la central de potencia en estudio combina una caldera de recuperación tradicional con una caldera de recuperación de un solo paso, denominada en inglés como “Once-Through Heat Recovery Steam Generator” (OTSG). Según se indicó en la subsección anterior, la turbina de vapor utiliza tres niveles de presión: alta presión, media presión y baja presión. En esta caldera de recuperación se genera vapor de baja y media presión mediante la configuración tradicional y el vapor de alta presión se genera en la caldera de recuperación mediante la configuración de un solo paso.

En la configuración tradicional se utilizan tres etapas: economizador, evaporador y sobrecalentador. Por otro lado, en la configuración de caldera de recuperación de un solo paso el fluido entra como líquido subenfriado y sale como vapor saturado en una sola etapa. Se sustituye el calderín por un separador de vapor y con esto se eliminan varias etapas internas y se mejora la flexibilidad en operación [Web Benson Boiler]. La etapa de economizador y sobrecalentador no requieren cambios. En la imagen 2.4 se representa la configuración de una caldera de recuperación de un solo paso.

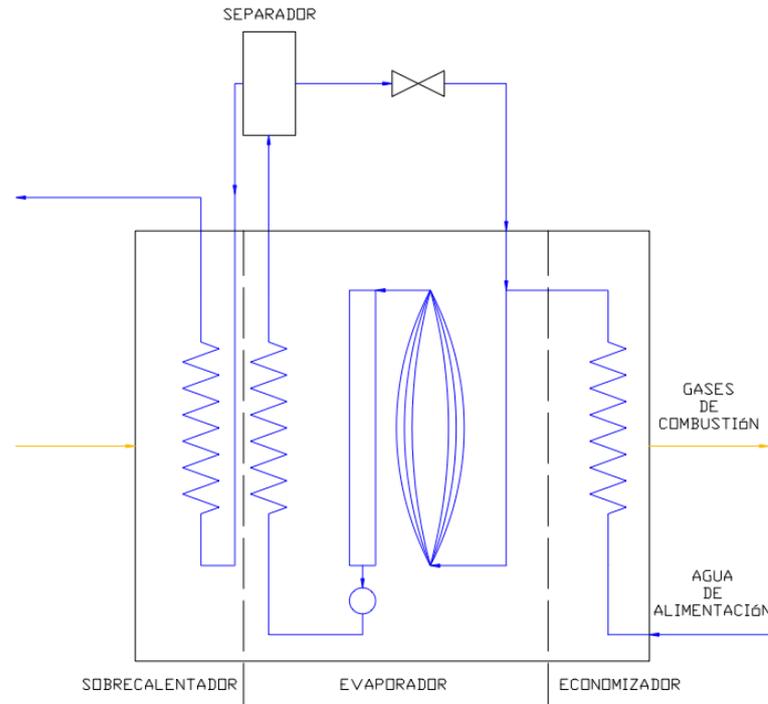


Imagen 2. 4: Etapas de una caldera de recuperación de un solo paso

Las transformaciones termodinámicas que sufre el fluido en la caldera de recuperación de un solo paso son las mismas que en las que tienen lugar en la configuración tradicional, a excepción de que a la salida de la etapa de evaporador el fluido puede salir como vapor saturado o vapor sobrecalentado. En definitiva, las ventajas que ofrece la caldera de recuperación de un solo paso son meramente operacionales ya que evitan los fallos por fatiga en el calderín y mejoran los tiempos de operación. Por lo tanto, para simplificar los análisis que se llevan a cabo en las secciones posteriores de este trabajo, la caldera de recuperación de un solo paso se trata como si el fluido de trabajo siguiera la configuración de una caldera de recuperación tradicional. Finalmente, en la imagen 2.5 se muestra el esquema general de la caldera de recuperación con las tres etapas en las que se genera vapor a tres niveles distintos de presión, siguiendo el esquema de un solo paso [Falah Alobaid, Stefan Pfeiffer, Bernd Epple, Chil-Yeong Seon, Hyun-Gee Kim, 2012]. Mientras que en la imagen 2.6 se representa el esquema de la caldera de recuperación adaptando los tres niveles de presión a la configuración tradicional, que será la configuración que se utilizará para el análisis de la central de ciclo combinado en estudio.

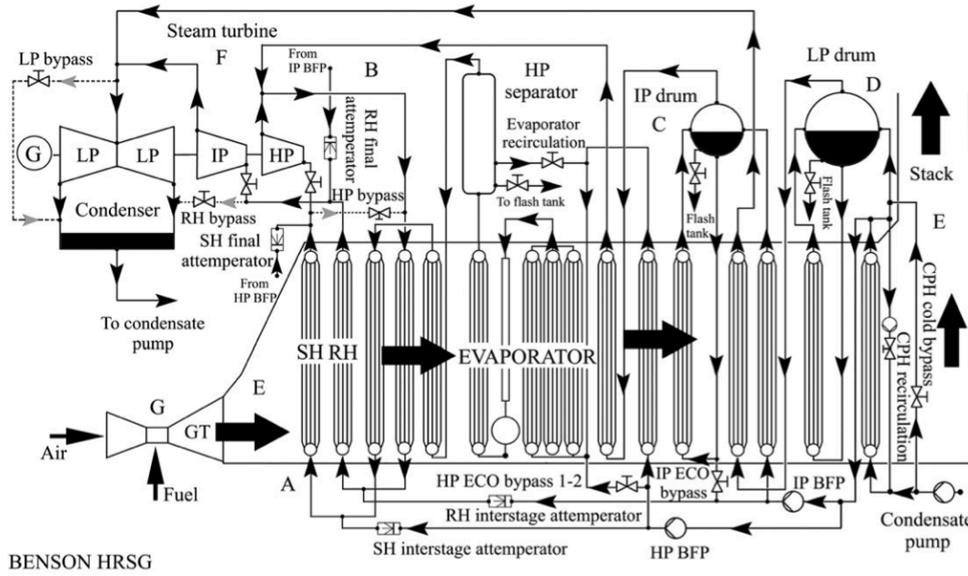


Imagen 2. 5: Ejemplo de caldera de recuperación de un solo paso. [Falah Alobaid, Stefan Pfeiffer, Bernd Epple, Chil-Yeong Seon, Hyun-Gee Kim, 2012]

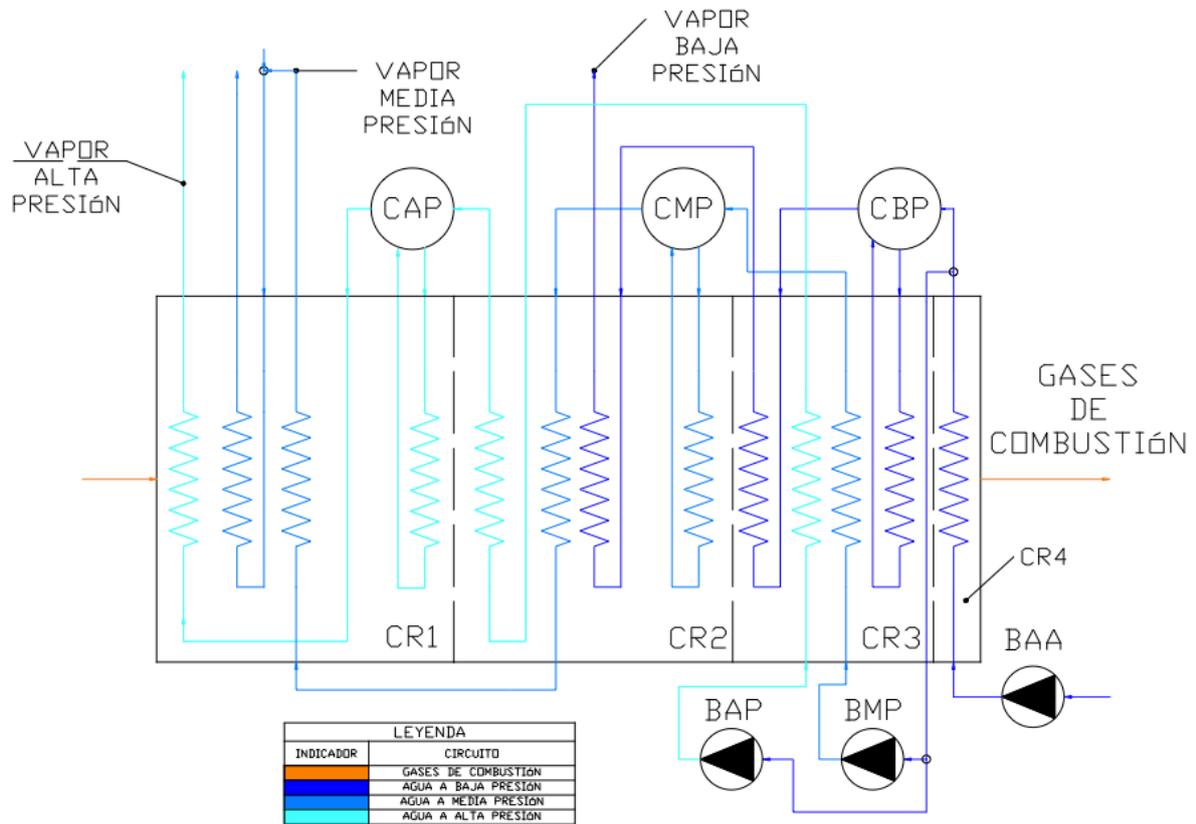


Imagen 2. 6: Modelo de caldera utilizado para el estudio

Según se indica en la imagen 2.6 se ha dividido la caldera de recuperación en cuatro partes o etapas para mantener un cierto orden en los cálculos que se explican en el anexo III y así clasificar los resultados que se exponen en la sección 3. Así, en la tabla 2.3 se indican qué etapas tienen lugar en cada una de las partes en las que se ha dividido la caldera de recuperación:

Abreviatura	Procesos
CR1	<ul style="list-style-type: none"> - Sobrecalentador de alta presión - Recalentador de media presión - Segundo sobrecalentador de media presión - Evaporador de alta presión
CR2	<ul style="list-style-type: none"> - Segundo economizador de alta presión - Primer sobrecalentador de media presión - Segundo sobrecalentador de baja presión - Evaporador de media presión
CR3	<ul style="list-style-type: none"> - Primer economizador de alta presión - Primer economizador de media presión - Primer sobrecalentador de baja presión - Evaporador de baja presión
CR4	<ul style="list-style-type: none"> - Economizador general

Tabla 2. 3: Etapas de la caldera de recuperación

2.5 Instalación de ciclo combinado gas – vapor

Una vez se han descrito los equipos que forman parte de la instalación de potencia objeto de estudio, a continuación se indica la configuración global que debe tener dicha central de ciclo combinado. En la siguiente tabla 2.4 se detallan las especificaciones técnicas y puntos de operación de la central de ciclo combinado seleccionada [Brochure SCC5-8000H 1S].

Parámetro	Abreviatura	Valor
Combustible	<i>COMB</i>	Gas Natural
Caudal másico de gases de combustión	\dot{m}_{gc}	$820 \frac{kg}{s}$
Temperatura de salida de los gases de combustión	T_D	898,15 K
Relación de compresión	rc	19,2
Trabajo neto desarrollado por el motor turbina de gas	\dot{W}_{MTG}	375 MW
Trabajo neto desarrollado por el ciclo combinado	\dot{W}_{MTG}	575 MW
Propiedades del nivel de alta presión	T_1, p_1	873,15 K , 170 bar
Propiedades del nivel de media presión	T_2, p_2	873,15 K , 60 bar
Propiedades del nivel de baja presión	T_3, p_3	573,15 K , 5 bar
Temperatura de recalentamiento	T_2	873,15 K

Tabla 2. 4: Especificaciones técnicas del ciclo combinado SCC5-8000H 1S [Brochure SCC5-8000H 1S]

Además de la turbina de gas, la turbina de vapor y la caldera de recuperación se añaden al ciclo otros equipos como el condensador, el desgasificador y varias bombas hidráulicas. En el plano 1 adjunto al final de este trabajo se representa el diagrama de procesos de la central de ciclo combinado. Además de todos los equipos indicados en dicho plano, en una central de ciclo combinado operan un mayor número de equipos como botellines, purgadores, intercambiadores de calor, etcétera. En este trabajo se ignoran este tipo de equipos ya que no son representativos para el tipo de análisis que se plantea.

En el diagrama de procesos del plano 1 se han indicado los diferentes estados en los que se encuentran los diferentes fluidos de trabajo que operan en el ciclo combinado. Se indican con números los estados que pertenecen al ciclo de producción de potencia mediante vapor, mientras que se indican con letras en mayúsculas los estados que pertenecen al ciclo de producción de potencia mediante gas. En la tabla 2.4 se recogen todos los estados termodinámicos.

Ciclo	Estado	Descripción
Ciclo de Vapor	1	Vapor sobrecalentado a alta presión
	1b	Vapor sobrecalentado a media presión
	1c	Vapor sobrecalentado a media presión
	2	Vapor recalentado a media presión
	3	Vapor sobrecalentado a baja presión
	Y	Extracción de vapor a presión intermedia
	4	Mezcla bifásica a temperatura de condensación
	5	Líquido saturado a temperatura de condensación
	6	Líquido subenfriado a presión intermedia
	7	Líquido saturado a presión intermedia
	8	Líquido subenfriado a baja presión
	9	Líquido subenfriado a baja presión
	10	Líquido saturado a baja presión
	11	Vapor saturado a baja presión
	11b	Vapor sobrecalentado a baja presión
	12	Líquido subenfriado a media presión
	13	Líquido subenfriado a media presión
	14	Líquido saturado a media presión
15	Vapor saturado a media presión	
16	Líquido subenfriado a alta presión	
17	Líquido subenfriado a alta presión	
17b	Líquido subenfriado a alta presión	
18b	Líquido saturado a alta presión	
18	Vapor saturado a alta presión	
5 o de	A	Aire en condiciones atmosféricas

B	Aire a alta presión
C	Gases producto de la combustión a alta presión y temperatura
D	Gases productos de la combustión a la salida del motor turbina de gas

Tabla 2. 5: Estados termodinámicos del ciclo combinado gas - vapor

Y en la tabla 2.6 se resumen los procesos que sufren los fluidos de trabajo a medida que opera la instalación, representados también en el diagrama T-s mostrado en la imagen 2.7 en la página 25.

Ciclo	Proceso	Descripción
Ciclo de Vapor	1→1b	Expansión del vapor a alta presión en la turbina de vapor de alta presión
	1b→2	Recalentamiento del vapor de media presión en la primera etapa de la caldera de recuperación
	2→3	Expansión del vapor a media presión y recalentado en la turbina de vapor de media presión
	3→4	Expansión del vapor a baja presión en la turbina de vapor de baja presión
	4→5	Condensación del agua de alimentación en el condensador
	5→6	Compresión del agua de alimentación a la presión intermedia en la bomba de condensado
	6→7	Calentamiento y desgasificación del agua de alimentación en el desgasificador
	Y→7	Extracción de vapor a presión intermedia en la turbina de baja presión
	7→8	Compresión del agua de alimentación hasta baja presión en la bomba de agua de alimentación
	8→9	Aumento de temperatura del agua de alimentación en el economizador de baja presión
	10→11	Evaporación del vapor a baja presión
	11→11b→3	Sobrecalentamiento del vapor a baja presión
	9→12	Compresión del caudal de media presión hasta media presión en la bomba de media presión
	12→13	Aumento de temperatura del caudal de media presión en el economizador de media presión
	14→15	Evaporación del vapor a media presión

	15→1c→1b	Sobrecalentamiento del vapor a media presión
	9→16	Compresión del caudal de alta presión hasta alta presión en la bomba de alta presión
	16→17b→17	Aumento de temperatura del caudal de media alta en el economizador de alta presión
	18b→18	Evaporación del vapor a alta presión
	18→1	Sobrecalentamiento del vapor a alta presión
Ciclo de gas	A→B	Compresión del aire en el compresor de aire
	B→C	Reacción de combustión en la cámara de combustión
	C→D	Expansión del los gases de combustión en la turbina de gas

Tabla 2. 6: Procesos termodinámicos del ciclo combinado gas – vapor

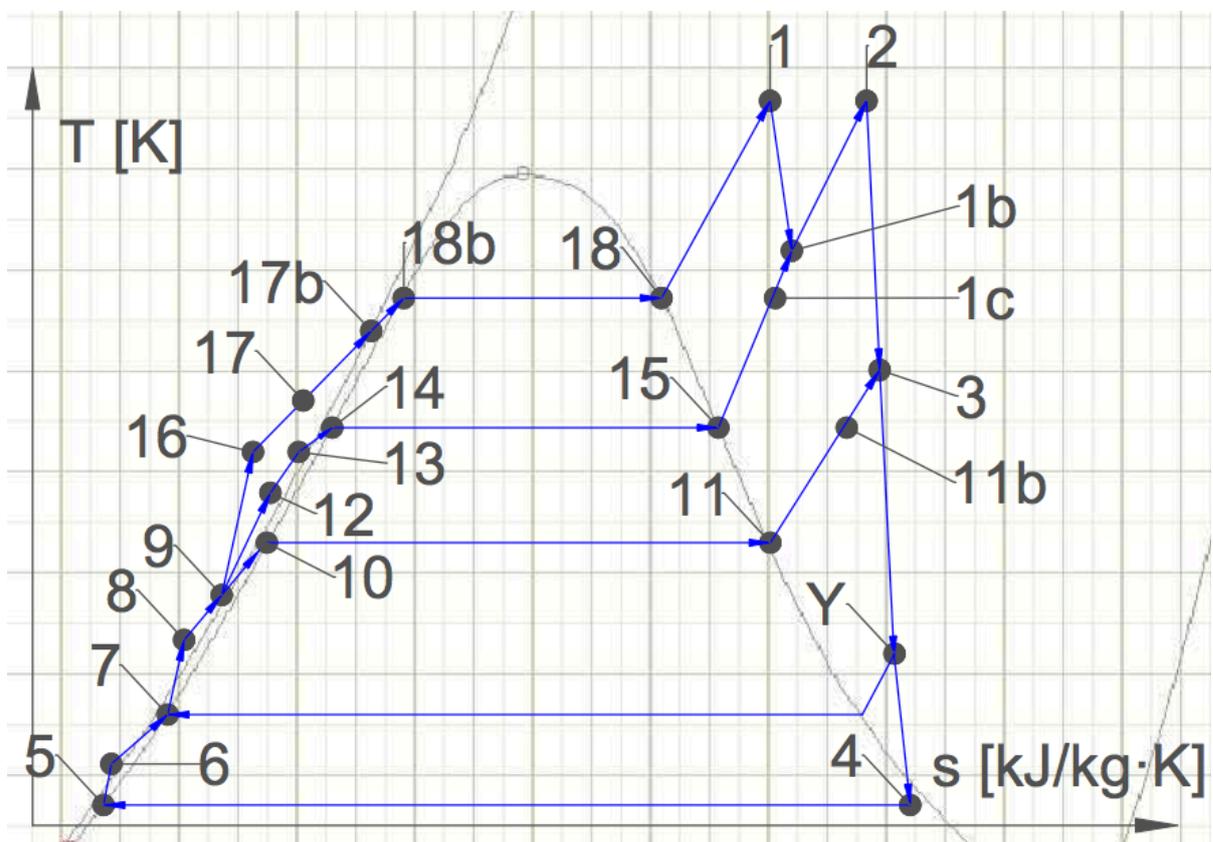


Imagen 2. 7: Diagrama T-s del ciclo combinado gas - vapor

Se trata, por tanto, de un ciclo Rankine de tres niveles de presión con sobrecalentamiento y recalentamiento. También es necesario indicar la nomenclatura que se utilizará para identificar cada uno de los caudales másicos que operan en cada equipo de la instalación. Atendiendo al plano 1, donde se indican los estados termodinámicos que intervienen en cada equipo, se deduce que en la instalación de ciclo combinado se tienen los siguientes caudales másicos, agrupados por equipos en la tabla 2.7 mostrada a continuación:

Abreviatura	Equipo	Caudales másicos
TVAP	Turbina de vapor de alta presión	\dot{m}_1, \dot{m}_{1b}
TVMP	Turbina de vapor de media presión	\dot{m}_2, \dot{m}_3
TVBP	Turbina de vapor de baja presión	$\dot{m}_3, \dot{m}_Y, \dot{m}_4$
CND	Condensador	\dot{m}_4, \dot{m}_5
BC	Bomba de condensado	\dot{m}_5, \dot{m}_6
DSG	Desgasificador	$\dot{m}_6, \dot{m}_Y, \dot{m}_7$
BAA	Bomba de agua de alimentación	\dot{m}_7, \dot{m}_8
BMP	Bomba de media presión	\dot{m}_{12}
BAP	Bomba de alta presión	\dot{m}_{16}
CR1	Primera etapa de la caldera de recuperación	\dot{m}_8, \dot{m}_9
CR2	Segunda etapa de la caldera de recuperación	$\dot{m}_{12}, \dot{m}_{13}, \dot{m}_{10}, \dot{m}_{11}, \dot{m}_3$
CR3	Tercera etapa de la caldera de recuperación	$\dot{m}_{16}, \dot{m}_{17}, \dot{m}_{14}, \dot{m}_{15}, \dot{m}_{1b}$
CR4	Cuarta etapa de la caldera de recuperación	$\dot{m}_{18b}, \dot{m}_{18}, \dot{m}_1, \dot{m}_{1b}, \dot{m}_2$

Tabla 2. 7: Equipos y caudales másicos en el ciclo combinado gas - vapor

Si se entra con mayor detalle dentro de la caldera de recuperación se hace necesario fijar una serie de estados en el desarrollo de los gases de la combustión para completar los cálculos de los análisis que se plantean más adelante. En la siguiente imagen 2.8 se detallan los estados que aparecen en la caldera de recuperación, incluyendo estados intermedios que se fijan en los gases de combustión, mientras que en el plano 3 adjunto al final de este trabajo se indican los estados del agua de alimentación que circula en la caldera de recuperación.

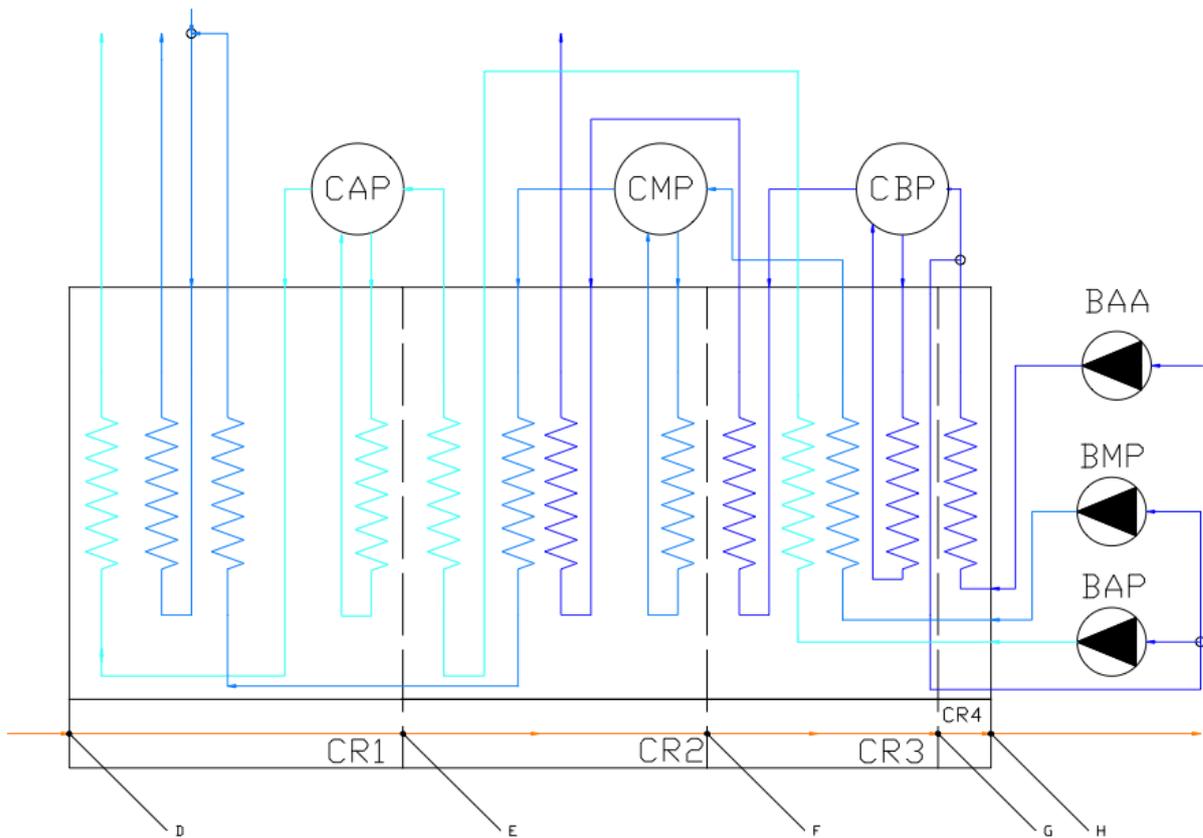


Imagen 2. 8: Detalle de la caldera de recuperación

La configuración del ciclo combinado atendiendo a la disposición de los ejes del motor turbina de gas y de la turbina de vapor se puede clasificar en sistemas mono eje o sistemas multieje [Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006]. En los de tipo multieje el eje del motor turbina de gas y el eje de la turbina de vapor no se encuentran alineados, mientras que en la configuración mono eje, como su propio nombre indica, ambos ejes se encuentran alineados. También se puede distinguir la configuración de la planta en función del número de motores turbina de gas, ya que algunas centrales trabajan con dos de estos equipos y utilizan los gases de combustión en una misma caldera de recuperación.

La central en estudio sigue una configuración 1x1 mono eje, ya que solo se dispone de un motor turbina de gas y el eje de ésta se encuentra alineado con el eje de la turbina de vapor. En la imagen 2.9 se muestra la configuración de la planta:

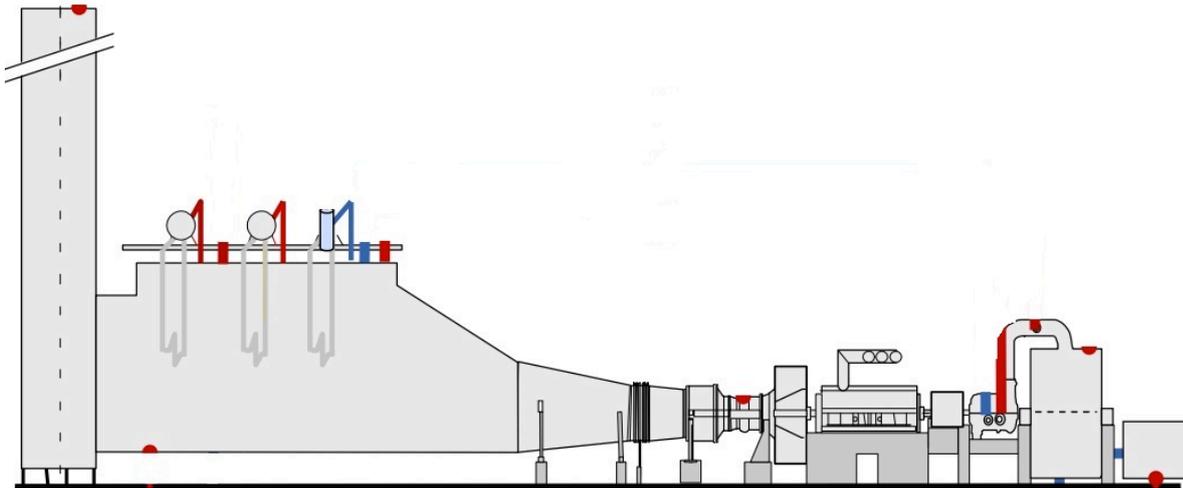


Imagen 2. 9: Configuración de la planta de ciclo combinado. Modificado de: [Brochure SCC5-8000H 1S]

Atendiendo a la imagen 2.9, se observa que el generador eléctrico se encuentra entre el motor turbina de gas y la turbina de vapor. Este sistema ofrece varias ventajas con respecto a si se colocara el generador eléctrico en un extremo. La principal de ellas es que se utiliza un embrague para acoplar el eje de la turbina de vapor al del generador, por lo que se permite producir energía utilizando solamente el motor turbina de gas [Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006].

Por último, en la imagen 2.10 se muestra una fotografía aérea de la central de ciclo combinado propuesta para el estudio, SCC5-8000H 1S en Irsching, Alemania.



Imagen 2. 10: Perspectiva aérea de la central de ciclo combinado SCC5 -8000H 1S. Fuente: Siemens

2.6 Instalación de ciclo combinado gas – solar

En esta subsección se expone la configuración utilizada para analizar el ciclo combinado gas – solar. Como ya se ha explicado, el elemento distintivo entre las centrales de ciclo combinado gas – vapor y las ISCC radica en que en las del segundo tipo se añade un campo solar para aportar energía extra en forma de calor. Dicho aporte de energía, que se debe transferir al agua de alimentación para generar vapor, se puede realizar de varias maneras. Una de ellas consiste en el uso de un fluido térmico y un intercambiador de calor, mientras que la segunda consiste en la generación directa de vapor. Ésta última consiste en hacer pasar el agua de alimentación por el campo de colectores cilíndrico parabólicos y generar el vapor directamente en el circuito del campo solar. Este tipo de técnica es más reciente que la primera y varios estudios demuestran que ofrece varias ventajas [Zarza, E., 2003]. Aún así, la configuración que se utiliza en este trabajo para plantear los análisis de la parte solar es el uso de un fluido térmico, denominado en inglés como Heat Transfer Fluid (HTF), que se calienta en los tubos absorbedores de los CCP del campo solar y transfiere la energía en forma de calor al agua de alimentación en un intercambiador de calor, denominado en inglés como Solar Steam Generator (SSG). En la imagen 2.11 de la página 31 se muestra el esquema básico de una planta híbrida de ciclo combinado gas – solar.

Existen varias configuraciones que se podrían adoptar en la caldera de recuperación para aportar la energía extra al agua de alimentación. Atendiendo a la imagen 2.11, se observa que el agua de alimentación que pasa por el SSG y a continuación entra en la caldera para ser sobrecalentado. Se podría decir entonces que el SSG está sustituyendo las etapas de economizador y evaporador en la caldera. Existen otro tipo de configuraciones para las plantas ISCC en las que el intercambiador de calor solamente aporta la energía necesaria para evaporar el fluido, y otras en las que el SSG sustituye por completo a todas las etapas de la caldera de recuperación, aunque esta última no suele ser muy usual ya que para aprovechar al máximo el campo solar el fluido que evapore debe estar entre los 293 °C y 393 °C, y las etapas de sobrecalentamiento en ciclos de vapor suelen ser superiores a este rango de temperatura.

No obstante, según se indica en la imagen 2.11, sigue existiendo una corriente de agua de alimentación que circula permanentemente por la caldera de recuperación para generar vapor siguiendo el proceso descrito para el ciclo gas – vapor. Esto se debe a que la intención de las plantas ISCC no es eliminar la etapa de producción de vapor a partir del calor transferido por los gases de combustión, sino aportar una energía solar para generar un caudal extra de vapor

que sirva para aumentar la producción de potencia en la turbina de vapor. Resulta obvio entender que, dicha producción extra de vapor depende de factores totalmente ajenos a la central térmica, tales como la disponibilidad del campo solar a lo largo del año. Si lo que se quiere es sustituir la caldera de recuperación y producir el vapor solamente con el aporte de energía solar, se estaría hablando de otro tipo de centrales térmicas denominadas centrales termo solares, formadas por un ciclo de vapor y un campo solar, por lo que no se utilizarían los gases de combustión del motor turbina de gas para producir el vapor del ciclo Rankine. En la actualidad existen un mayor número de centrales de este tipo que de centrales ISCC [Base de datos NREL], aunque éstas no son el objetivo de estudio de este trabajo.

A modo de resumen, las plantas ISCC consisten en un ciclo combinado gas – vapor tradicional, al que se aporta un caudal extra de vapor a partir de una generación de energía solar en un campo de colectores cilíndrico parabólicos. Dicha generación de energía depende de factores como la disponibilidad del campo solar, el día del año, las condiciones climáticas, etc. Según lo explicado en esta subsección, la configuración del ISCC puede variar en función del tipo de tecnología termo-solar que se utilice, de si se utiliza un fluido térmico o por el contrario se genera vapor directamente, o de las etapas de la caldera de recuperación que se quieran llevar a cabo en el intercambiador de calor. Para este trabajo se elige una configuración en concreto, en la que se utiliza un campo de colectores cilíndrico parabólicos que calientan un aceite térmico. Este aceite térmico transfiere la energía suficiente en forma de calor al caudal másico extra en un intercambiador de calor o SSG como para que ésta se evapore, obligando a realizar la etapa de sobrecalentamiento en la caldera de recuperación. Con esto, el diagrama de procesos de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar objeto de estudio en este trabajo se muestra en el plano 2, adjunto al final de este trabajo.

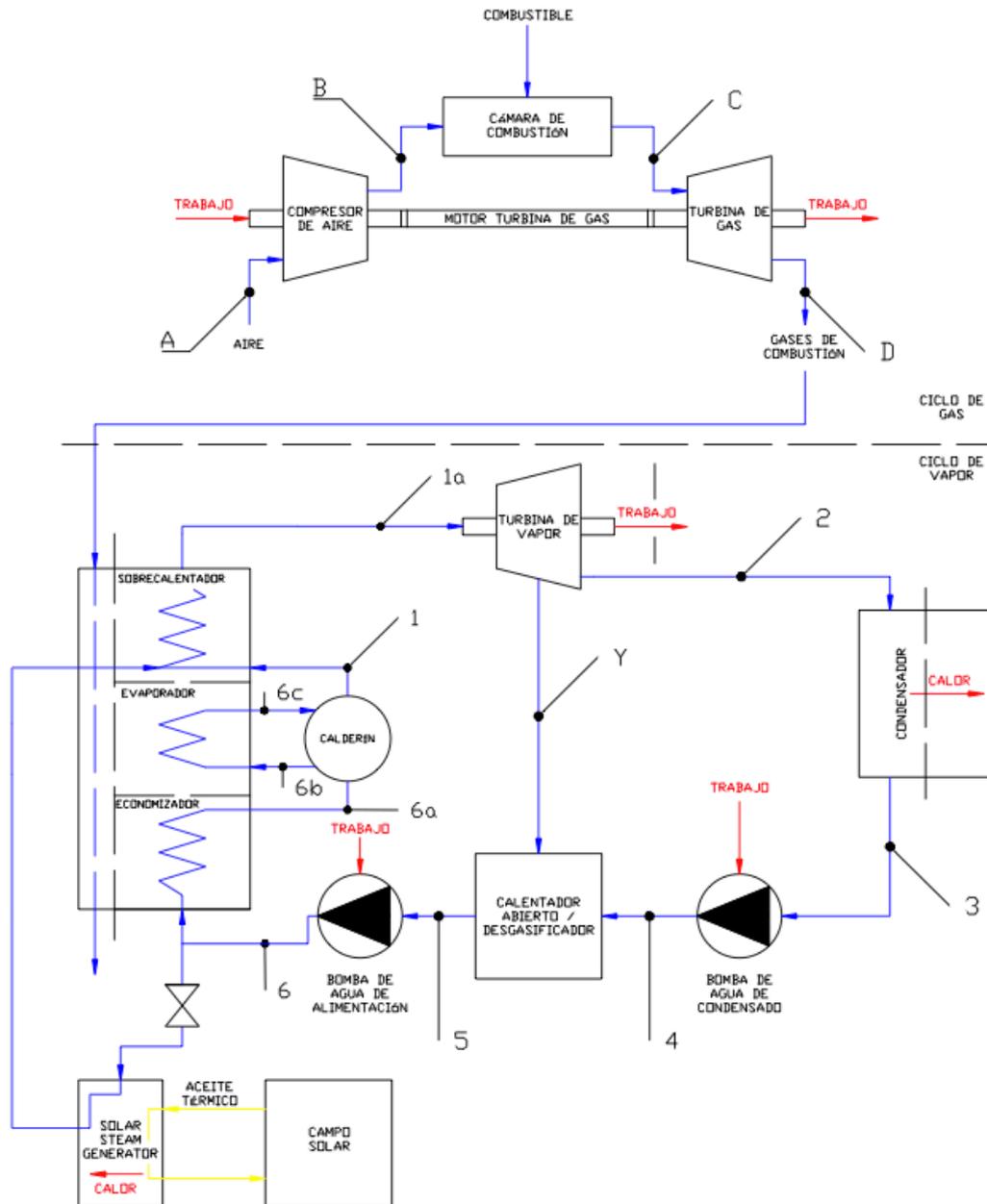


Imagen 2. 11: Esquema básico de una planta ISCC

2.7 Resumen de hipótesis de trabajo

A continuación se resumen las hipótesis de trabajo que se han utilizado en los cálculos del estudio que se plantea en este trabajo. Dichas hipótesis de trabajo influyen directamente en los resultados que se exponen en la siguiente sección 3, análisis y discusión de resultados, por lo que se deben tener en cuenta para interpretar dichos resultados. En el anexo III y en el anexo IV se exponen con mayor detalle las hipótesis de trabajo y el planteamiento de cálculo que se utilizan para resolver los análisis del ciclo combinado gas – vapor y del ciclo combinado gas – solar.

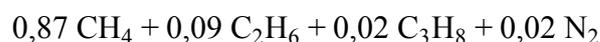
En primer lugar se resumen las hipótesis de trabajo generales que afectan a todos los cálculos que se plantean en este trabajo, y a continuación se indican las hipótesis de trabajo concretas para el análisis del motor turbina de gas, del ciclo de producción de potencia mediante vapor y del ciclo combinado gas – solar, respectivamente.

2.7.1 Hipótesis de trabajo generales

- (a) Operación en régimen estacionario.
- (b) Flujos másicos unidimensionales.
- (c) Se desprecia la energía potencial y la energía cinética del fluido.
- (d) Se consideran adiabáticos determinados equipos de la instalación.
- (e) Se sigue el convenio de signos internacional.
- (f) El flujo másico que atraviesa un volumen de control es perpendicular a la frontera de dicho volumen de control.
- (g) Se define un ambiente de referencia determinado para la exergía física.

2.7.2 Hipótesis de trabajo del motor turbina de gas

- (h) Se utiliza el modelo de gas ideal para modelar el comportamiento de los gases que operan en el motor turbina de gas.
- (i) Se toma además el modelo de gas perfecto para simplificar el comportamiento de los gases.
- (j) Se considera que los gases productos de la combustión son una mezcla de gases ideales.
- (k) La relación entre las presiones en un proceso isoentrópico con un gas perfecto se calcula según las expresiones para un proceso politrópico.
- (l) Se utiliza la composición de aire seco para el aire que opera en el compresor de aire.
- (m) Se selecciona como combustible gas natural con la siguiente composición en base molar:



- (n) Se fijan las condiciones de entrada del combustible a la cámara de combustión.
- (ñ) Se fijan las siguientes condiciones de entrada del aire al compresor de aire:

$$\text{Aire atmosférico: } \begin{cases} T_0 = 298,15 \text{ K} \\ p_0 = 1,01325 \text{ bar} \end{cases}$$

(o) Se supone una caída de presión del 5 % en la cámara de combustión.

(p) Se fijan unos valores para el rendimiento isoentrópico del compresor de aire y de la turbina de gas.

2.7.3 Hipótesis de trabajo del ciclo de producción de potencia mediante vapor

q) Se fijan los valores de pérdida de carga en la caldera de recuperación.

r) Se fijan los valores de rendimientos isoentrópicos para las turbinas de vapor y las bombas de la instalación.

s) Se fijan los valores de Pinch Point y Approach.

t) Para simplificar los cálculos en ciertas partes del circuito es necesario realizar las siguientes suposiciones con respecto a algunos estados termodinámicos:

El agua de alimentación a la salida del calderín y entrada al evaporador se encuentra en estado de líquido saturado.

El agua de alimentación a la salida del evaporador y entrada al calderín se encuentra en estado de vapor saturado.

El agua de alimentación a la salida del condensador se encuentra en estado de líquido saturado.

El agua de alimentación a la salida del desgasificador se encuentra en estado de líquido saturado.

u) Se toma como temperatura de condensación del ciclo de vapor:

$$T_{CND} = 30 \text{ °C} = 303,15 \text{ K}$$

v) Se toma el siguiente valor para la presión de extracción en la turbina de vapor de baja presión:

$$p_Y = 0,5 \text{ bar}$$

w) Para el cálculo del caudal de refrigeración se aproxima la entalpía del líquido en estado subenfriado a la entalpía del líquido en estado de líquido saturado.

(x) Se impone la normativa ambiental y se limita a 3 °C el salto térmico del caudal de refrigeración en el condensador

2.7.4 Hipótesis de trabajo de la planta híbrida gas – solar

(y) En primer lugar, para analizar la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar, se debe seleccionar un emplazamiento determinado. En este caso se selecciona como emplazamiento el sur de la isla de Tenerife, Islas Canarias, España. También se debe fijar un día y una hora solar, por lo que se elige el día 21 de Junio y las 12:00 hora solar.

(z) Para concentrar la energía procedente del Sol se utilizan colectores cilíndrico parabólicos con unas características determinadas. En este caso se selecciona el modelo Eurotrough para el estudio.

(aa) Se selecciona el aceite térmico que circula por el campo solar, escogiendo en este caso Therminol VP-1.

(ab) El perfil de temperaturas de los gases de combustión en la caldera de recuperación no varía con respecto al modo de operación fósil, a excepción de la temperatura de salida de la caldera de recuperación.

Se recuerda que las hipótesis de trabajo expuestas en esta subsección 2.7 se exponen con mayor detalle en el anexo III y en el anexo IV, para el ciclo combinado gas – vapor y para el ciclo combinado gas – solar, respectivamente.

Con esto, se termina de definir la instalación de ciclo combinado, tanto en modo fósil como en modo solar, que se utiliza para el estudio objeto de este trabajo. En la siguiente sección se exponen, discuten y analizan los resultados obtenidos.

3. Análisis y discusión de resultados

3.1 Presentación

En esta sección se presentan, analizan y discuten los resultados obtenidos a partir de los análisis planteados para estudiar el ciclo combinado gas – vapor y el ciclo combinado gas – solar. Dichos análisis se detallan en los anexos III y IV, respectivamente. En esta sección, en primer lugar, se exponen las propiedades termodinámicas de los estados que caracterizan el ciclo combinado. A continuación se exponen los resultados que se obtienen a partir del análisis energético y exergético del ciclo combinado gas – vapor, y seguidamente se indican los parámetros que definen el campo solar, así como los resultados del análisis energético y exergético del ciclo combinado gas – solar. Por último, se discuten y comparan los resultados para uno y otro ciclo, ya que el objetivo principal de este trabajo es evaluar los efectos de implantar un campo solar sobre una planta de ciclo combinado gas – vapor.

3.2 Caracterización del ciclo combinado

3.2.1 Propiedades termodinámicas de los estados

Las propiedades termodinámicas de los estados que forman el ciclo, tanto el ciclo de vapor como el de gas, no se ven alterados al implantar el ciclo solar. Se recuerda que se asume que el perfil de temperaturas de los gases de combustión no varía con respecto al modo fósil a excepción de la temperatura de salida de la caldera de recuperación. Es decir, que los gases de combustión ceden la misma energía en forma de calor en la primera, segunda y tercera etapa de la caldera de recuperación, tanto en modo sólo fósil como en modo híbrido. Por lo tanto, en esta subsección se exponen las propiedades de cada estado, tales como temperatura, presión, entalpía específica, entropía específica, exergía específica y título de vapor.

En primer lugar, en la tabla 3.1 de la página 36 se muestran las propiedades termodinámicas de los estados que forman el ciclo de vapor. En segundo lugar, en la tabla 3.2 de la página 37 se resumen las propiedades termodinámicas de los estados que se desarrollan en el motor turbina de gas, además de los diferentes estados que se tienen en la caldera de recuperación a medida que los gases de combustión ceden energía en forma de calor al agua de alimentación del ciclo de vapor. Los valores de las propiedades termodinámicas de la tabla 3.1 y de la tabla 3.2 se han obtenido siguiendo el procedimiento que se expone en el anexo III.

Ciclo	Estado	Temperatura [K]	Presión [bar]	Entalpía Específica [kJ/kg]	Entropía Específica [kJ/kg·K]	Exergía Específica [kJ/kg]	Titulo de vapor [%]
Ciclo de Vapor	1	873,2	170	3564	6,603	1663	-
	1b	641,3	36,5	3144	6,703	1214	-
	1c	629,3	36,5	3115	6,657	1198	-
	2	873,2	35	3678	7,434	1538	-
	3	573,2	5	3064	7,459	916	-
	Y	361,1	0,5	2658	7,629	461,6	-
	4	303,2	0,04246	2352	7,780	111,6	91,6
	5	303,2	0,04246	125,7	0,4365	1,482	0
	6	303,2	0,5	125,7	0,4366	1,528	-
	7	354,5	0,5	340,4	1,091	27,7	-
	8	354,7	15	342,4	1,092	29,28	-
	9	459,8	13	792,7	2,203	159,4	-
	10	464,8	13	814,9	2,251	167,7	0
	11	453	10	2778	6,586	881,5	100
	11b	529,9	10	2957	6,952	955,3	-
	12	460,6	46,5	797,7	2,206	163,6	-
	13	524,9	44,5	1094	2,808	286,4	-
	14	529,9	44,5	1119	2,855	297,6	0
15	525,7	41,5	2800	6,053	1057	100	
16	463,7	180	817,8	2,217	180,6	-	
17b	529,9	178	1118	2,822	306,5	-	
17	624,3	178	1670	3,773	584,4	-	
18b	629,3	178	1723	3,858	613,2	0	
18	627,9	175	2529	5,142	1049	100	

Tabla 3. 1: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo de vapor

Ciclo	Estado	Temperatura [K]	Presión [bar]	Entalpía Específica [kJ/kg]
Ciclo de Gas	A	298,15	1,01325	299,5
	B	737,51	19,4544	740,8
	C	1587,82	18,4817	2044,7
	D	898,15	1,5	1156,6
	E	634,3	1,4	816,8
	F	534,9	1,3	688,8
	G	469,8	1,2	605,0
	H	407,2	1,01325	524,4

Tabla 3. 2: Propiedades termodinámicas de los estados del motor turbina de gas

3.2.2 Diagrama T-s del ciclo de vapor

En la imagen 3.1 de la página 38 se muestra el diagrama T-s con los estados del ciclo de vapor que se indican en la tabla 3.1. Para representar el dicho diagrama T-s se ha utilizado el software Termograf, desarrollado por la Universidad de Zaragoza, que permite introducir dos propiedades como temperatura y presión de un fluido determinado, en este caso agua, y devuelve la entalpía específica, entropía específica y título de vapor, además de representar dichos estados en el diagrama T-s del fluido seleccionado.

Así, en la imagen 3.1 de puede observar el recorrido que sigue el fluido en la instalación de producción de potencia mediante vapor. Se tienen tres niveles de presión y el recalentamiento. Resulta interesante comparar la posición de los estados en el diagrama T-s con las propiedades de la tabla 3.1. Así, se observa como de los estados 1 a 3 se produce un incremento de entropía, asociado a la expansión en la turbina de vapor. A una presión intermedia entre el proceso de expansión de 2 a 3 se realiza la extracción de vapor. Del estado 4 al estado 5 se disminuye la entropía hasta alcanzar el punto de líquido saturado a la temperatura de condensación del ciclo.

A partir de los datos expuestos en la tabla 3.1 y del diagrama T-s, se puede observar que el mayor salto entálpico se produce en la turbina de baja presión, por lo que cabría esperar que en ésta se desarrollara mayor potencia. Además de que el salto entálpico de dicha turbina sea mayor que en las otras dos, en esta turbina circula la mayor cantidad de caudal másico, por lo que, como se verá más adelante, la turbina de baja presión será la que mayor potencia mecánica desarrolle.

Tal y como se ha explicado anteriormente en este trabajo, los estados situados en la zona de líquido subenfriado son imposibles de distinguir cuando se representan en el diagrama T-s. Para demostrar esto, en la imagen 3.2 se amplía la zona de los estados 9, 12 y 16 del diagrama T-s de la imagen 3.1, y se puede observar que a pesar de ampliar sigue siendo imposible distinguir dichos estados.

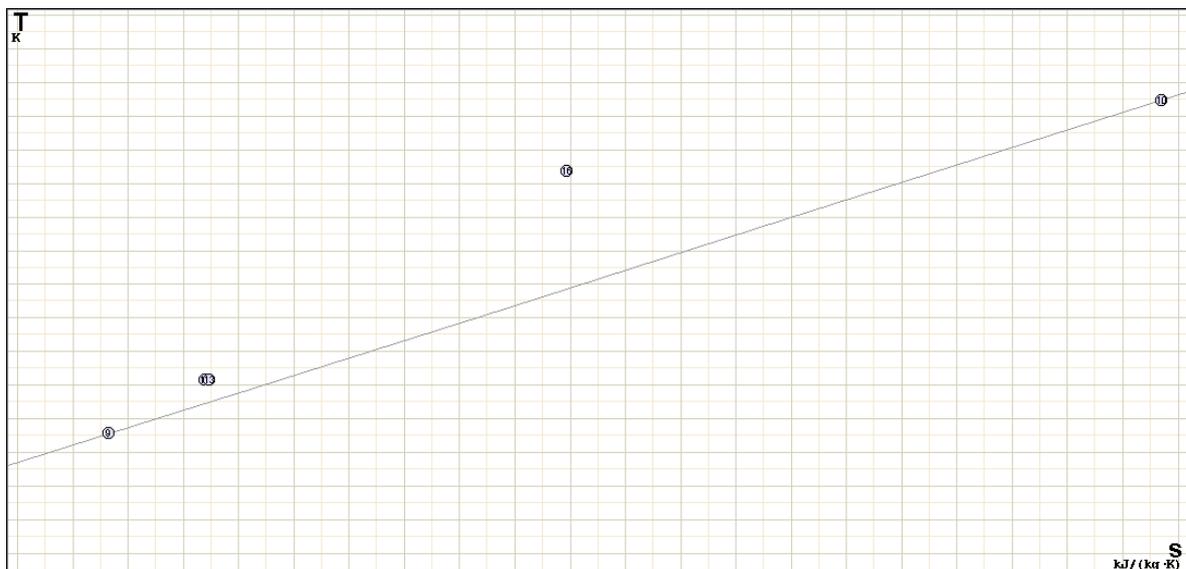


Imagen 3. 2: Ampliación de la zona de líquido subenfriado

El software Termograf devuelve también como resultado propiedades termodinámicas del fluido como la entalpía y la entropía. Resulta conveniente comprobar que dichos resultados del Termograf concuerdan con los resultados expuestos en la tabla 3.1, que han sido obtenidos utilizando el software EES. Para ello, en la tabla 3.3 se muestran los resultados generados con Termograf.

Estado	Temperatura [K]	Presión [bar]	Entalpía Específica [kJ/kg]	Entropía Específica [kJ/kg·K]
Estado 1	873,15	170	3563,71	6,603
Estado 2	873,15	35	3677,55	7,433
Estado 3	573,15	5	3063,35	7,459
Estado 4	303,15	0,042564	2366,99	7,830
Estado 5	303,15	0,042564	125,262	0,43523
Estado 6	303,15	0,5	125,294	0,43518
Estado 7	354,44	0,5	341,286	1,0935
Estado 8	354,7	15	343,365	1,0952
Estado 9	459,8	13	792,833	2,2041
Estado 10	465	13	814,851	2,2517
Estado 11	453	10	2777,12	6,5855
Estado 12	460,6	46,5	799	2,2084
Estado 13	524	44,5	1103	2,810
Estado 14	530	44,5	1118,98	2,8559
Estado 15	526	41,5	2799,52	6,0535
Estado 16	463,7	180	821,277	2,2248
Estado 17	624,3	178	1674,43	3,7809
Estado 18	628	175	2526,48	5,1389
Estado 1b	645,3	36,5	3153,13	6,7178
Estado 1c	629,3	36,5	3114,67	6,6575
Estado Y	366	0,5	2667,26	7,6550
Estado 17b	529,9	178	1127,4	2,8403
Estado 18b	629	178	1723,73	3,8595
Estado 11b	529,9	10	2956,63	6,9523

Tabla 3. 3: Propiedades termodinámicas del ciclo de vapor a partir de Termograf

Comparando las tablas 3.1 y 3.3, se observa que los valores de entalpía y entropía coinciden prácticamente, por lo que se asegura que los valores para dichas propiedades son válidas para el cálculo.

3.3 Resultados del estudio del ciclo combinado gas – vapor.

3.3.1 Resultados del análisis energético y exergético del motor turbina de gas.

En esta primera subsubsección se presentan los resultados referentes al estudio del motor turbina de gas, tales como la potencia desarrollada por la turbina y consumida por el compresor, o la destrucción de exergía en cada uno de los equipos que componen el motor turbina de gas. Pero antes de presentar dichos resultados conviene resumir aquellos parámetros con cierta relevancia en cuanto al análisis del motor turbina de gas se refiere. Así, en la tabla 3.4 se observan los resultados de dichos parámetros.

Parámetro	Abreviatura	Valor
Caudal másico de aire	\dot{m}_a	800,43 $\frac{kg}{s}$
Caudal másico de combustible	\dot{m}_{COMB}	19,57 $\frac{kg}{s}$
Caudal másico de gases producto de la combustión	\dot{m}_{gc}	820 $\frac{kg}{s}$
Temperatura de los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión	T_c	1587 K
Capacidad térmica de los gases de combustión	Cp_{gc}	1,288 $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Capacidad térmica del aire	Cp_a	1,0044 $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Poder calorífico inferior del combustible	PCI	47914 $\frac{kJ}{kg}$
Dosado de la cámara de combustión	f	0,024
Trabajo específico desarrollado por la turbina de gas	$TETG$	909,8 $\frac{kJ}{kg}$
Consumo específico de combustible	SFC	188 $\frac{g}{kW h}$
Rendimiento energético de la cámara de combustión	$\eta_{T,CCB}$	95,77 %

Tabla 3. 4: Parámetros generales del motor turbina de gas

El caudal másico de gases producto de la combustión se conoce a partir de las especificaciones técnicas de la tabla 2.1, mientras que del análisis energético se obtiene el caudal másico de combustible y el caudal másico de aire. Así, se observa que del total de caudal másico de gases producto de combustión, solamente el 2,4 % lo representa el caudal másico de combustible mientras que el 97,6 % proviene del caudal másico de aire. Esto se debe a que el combustible simplemente se encarga de aportar la energía necesaria para conseguir que los gases producto de la combustión alcancen la temperatura indicada a la entrada de la turbina.

En cuanto a dicho estado C, en el anexo III se realiza una primera aproximación para la temperatura de salida de la cámara de combustión de los gases producto de la combustión de

$T_c = 1500 K$, mientras que en la tabla 3.4 se observa que el valor final para la temperatura en este estado es de $T_c = 1587 K$. Esto se debe a los diferentes ajustes que se explican a lo largo dicho anexo, aunque se puede terminar que la diferencia entre un valor y otro es de un 5 %, por lo que se considera aceptable la primera suposición.

En cuanto a las capacidades térmicas, se obtiene un valor típico para la capacidad térmica del aire, y en cuanto a la capacidad térmica de los gases de combustión se obtiene un valor coherente tras realizar las iteraciones explicadas en el anexo III y en el anexo V. También se tiene un valor coherente para el PCI del combustible, cuyo procedimiento para obtenerlo se indica en el anexo V.

De antemano se sabe que la potencia neta desarrollada por el motor turbina de gas debe ser $\dot{W}_{MTG} = 375 MW$, tal y como se indica en las especificaciones técnicas de la tabla 2.1. A partir del análisis energético del motor turbina de gas se puede determinar cuál es la potencia consumida por el compresor y cuál es la potencia desarrollada por la turbina de gas, y así comprobar que la potencia neta desarrollada coincide con la potencia neta que se indica en las especificaciones técnicas. En la imagen 3.3 se muestra un gráfico en el que se representa la potencia desarrollada por la turbina de gas, la potencia consumida por el compresor de aire y la potencia neta desarrollada por el motor turbina de gas.

A partir de la imagen 3.3 se puede comprobar como la potencia neta desarrollada por el motor turbina de gas coincide con las especificaciones técnicas de la tabla 2.1. La potencia que se desarrolla en la turbina de gas se compensa con la que se consume en el compresor de aire.

Una vez se han indicado los resultados del análisis energético, se pasan a exponer los resultados del análisis exergético. Así, en la imagen 3.4 se representa gráficamente la destrucción de exergía en cada uno de los equipos que componen el motor turbina de gas.

Potencias en el Motor Turbina de Gas

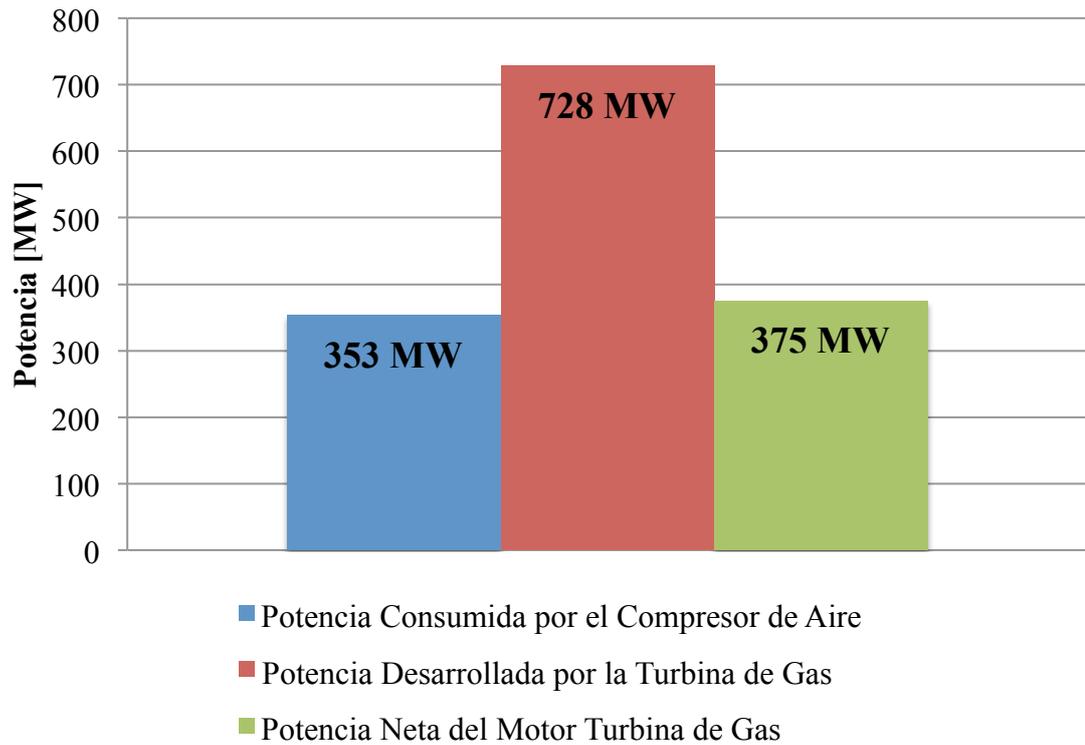


Imagen 3. 3: Potencias en el motor turbina de gas

Destrucción de Exergía en el Motor Turbina de Gas

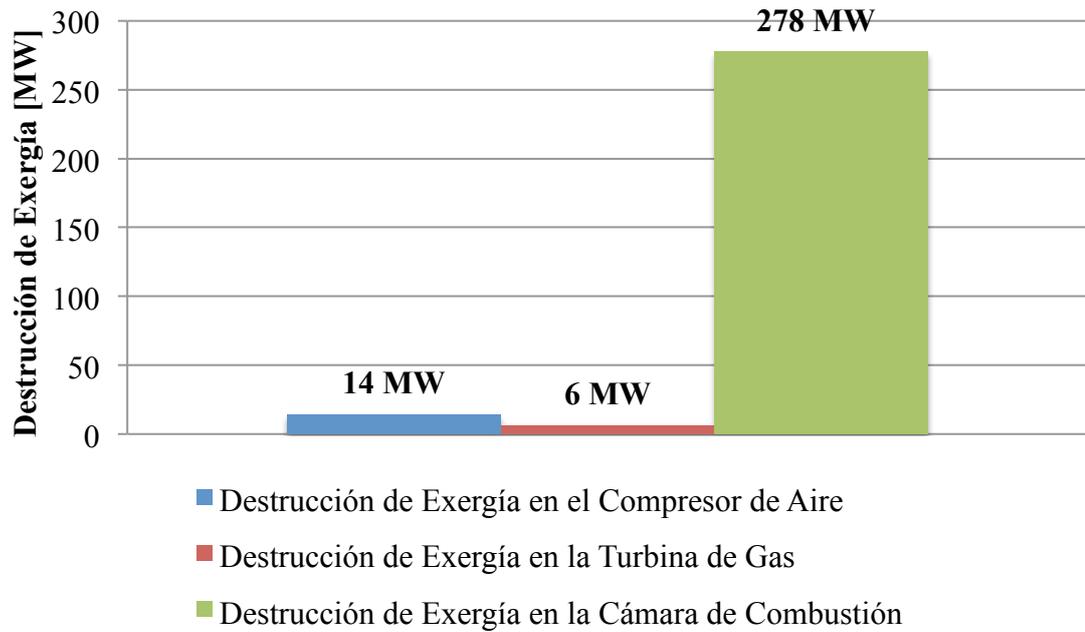


Imagen 3. 4: Destrucción de exergía en el motor turbina de gas

Se observa claramente como la mayor destrucción de exergía se da en la cámara de combustión. En comparación, prácticamente toda la exergía que se destruye en el motor turbina de gas se destruye en la cámara de combustión. Además, más adelante se comprobará que precisamente es en la cámara de combustión donde se destruye mayor porcentaje de exergía en todo el ciclo combinado.

Por último, en la tabla 3.5 se muestra la eficiencia exergética de cada equipo que compone el motor turbina de gas, así como del ciclo de gas en sí.

Equipo	Eficiencia Exergética
Compresor de Aire	$\varepsilon_{CA} = 95,9 \%$
Cámara de Combustión	$\varepsilon_{CCB} = 78,95 \%$
Turbina de Gas	$\varepsilon_{TG} = 99 \%$
Motor Turbina de Gas	$\varepsilon_{MTG} = 28,44 \%$

Tabla 3. 5: Eficiencias exergéticas en el motor turbina de gas

El equipo con mayor eficiencia exergética es la turbina de gas, y muy cerca se encuentra el compresor de aire. La eficiencia de la cámara de combustión es menor que la de los otros dos equipos que conforman el motor turbina de gas, mientras que la eficiencia del motor turbina de gas de forma global es bastante baja.

3.3.2 Resultados del análisis energético y exergético del ciclo de vapor.

En esta subsubsección se presentan los resultados del ciclo de vapor de forma análoga a como se presentaron los resultados en la subsubsección anterior. En primer lugar, en la tabla 3.6 se muestran los parámetros más relevantes del ciclo de vapor. Se observa que el rendimiento térmico del ciclo de vapor se encuentra entorno al 40 %. En cuanto al caudal de refrigeración, se obtiene un valor adecuado, considerando además que la energía en forma de calor que se debe ceder en el foco frío del ciclo es bastante elevada. Se observa que el caudal de extracción de vapor en la turbina de baja presión es una porción bastante baja, solamente un 8,5 %, sobre el total que opera en la instalación. El caudal de alta presión, \dot{m}_{AP} , es el caudal con el que opera la turbina de alta presión del ciclo de vapor. A dicho caudal se une el caudal de media presión, \dot{m}_{MP} , y ambos operan en la turbina de media presión. Por último, se añade el caudal de baja presión, \dot{m}_{BP} , para operar en la turbina de baja presión. El caudal de agua de alimentación, \dot{m}_{AA} , es la suma de los tres caudales descritos anteriormente. Por lo tanto, se puede deducir que el 77 % del caudal que circula por la caldera de recuperación es

caudal de alta presión, mientras que el de media presión representa el 14 % y el de baja presión un 9 %. En la imagen 3.5 se representa gráficamente la relación porcentual que existe entre los caudales máscicos.

Parámetro	Abreviatura	Valor
Rendimiento Térmico del Ciclo de Vapor	$\eta_{T,CV}$	43,67 %
Caudal máscico de alta presión	\dot{m}_{AP}	112,4 $\frac{kg}{s}$
Caudal máscico de media presión	\dot{m}_{MP}	20,73 $\frac{kg}{s}$
Caudal máscico de baja presión	\dot{m}_{BP}	13,5 $\frac{kg}{s}$
Caudal máscico de agua de alimentación	\dot{m}_{AA}	146,63 $\frac{kg}{s}$
Caudal máscico de extracción de vapor	\dot{m}_Y	12,43 $\frac{kg}{s}$
Caudal máscico de agua de refrigeración	\dot{m}_r	85709 $\frac{Tm}{h}$

Tabla 3. 6: Parámetros generales del ciclo de vapor

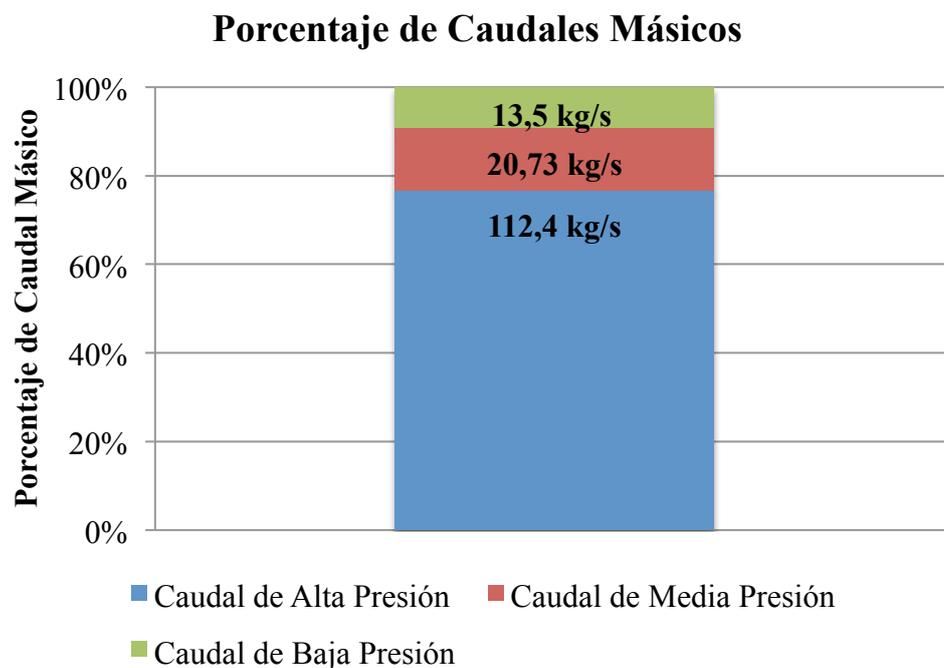


Imagen 3. 5: Porcentajes de caudales máscicos en el ciclo de vapor

Tal y como se adelantó en la subsubsección 3.2.2, como consecuencia de que por la turbina de vapor de baja presión circule prácticamente el máximo de caudal (teniendo en cuenta que se realiza la extracción intermedia de vapor), será dicha turbina la que desarrolle mayor potencia mecánica. Así, en la imagen 3.6 se representa gráficamente la potencia desarrollada por cada una de las tres turbinas que operan en la instalación de ciclo de vapor.

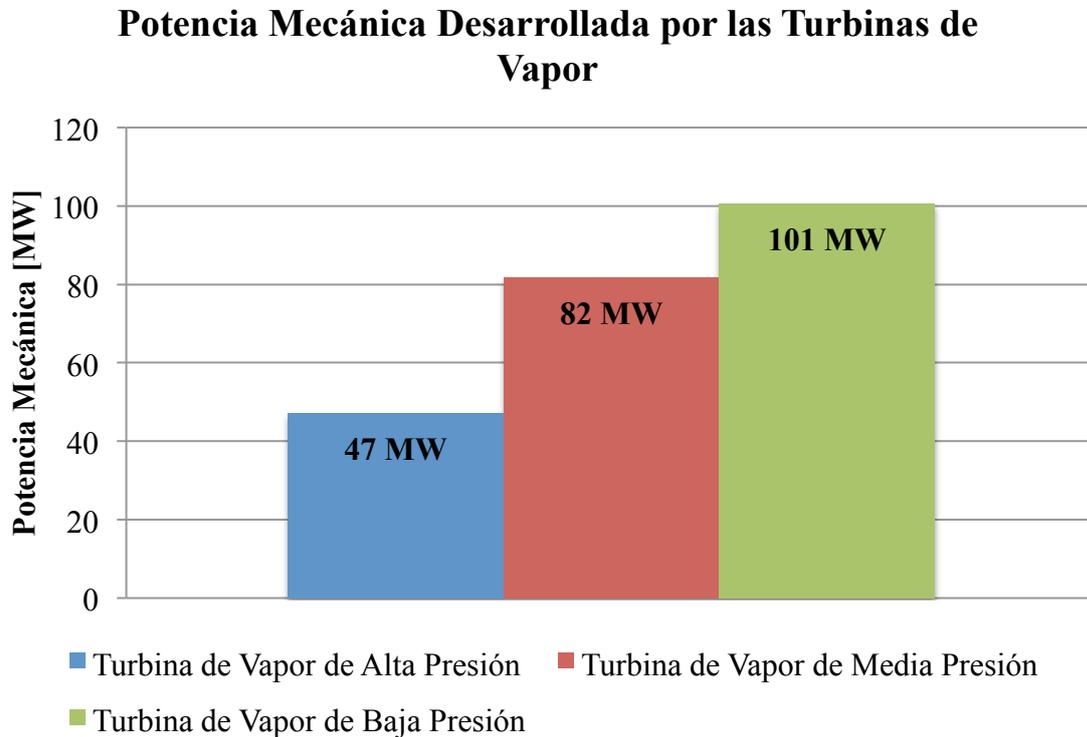


Imagen 3. 6: Potencia mecánica desarrollada por las turbinas de vapor

Según se ha explicado, se observa que la turbina de vapor de baja presión es la que desarrolla mayor potencia bruta. Así, la turbina de vapor de alta presión es la que menos potencia bruta desarrolla, seguida de la turbina de media presión. En la imagen 3.7 se representan los saltos entálpicos en cada turbina de vapor.

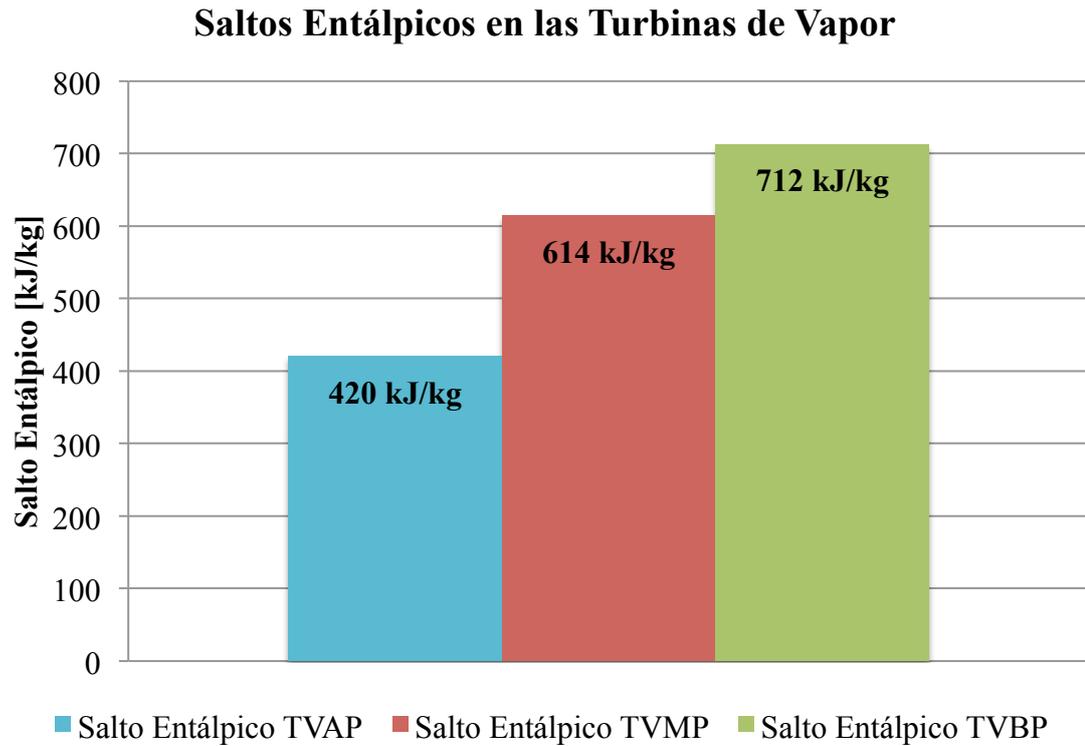


Imagen 3. 7: Saltos entálpicos en las turbinas de vapor

Se observa, que además de que en la turbina de vapor circule mayor cantidad de caudal másico, en dicha turbina se produce también el mayor salto entálpico, por lo que es coherente deducir que en dicha turbina se generará la mayor cantidad de potencia bruta.

En cuanto a las bombas de la instalación de vapor, en la imagen 3.8 se muestra la potencia consumida por cada una de ellas.

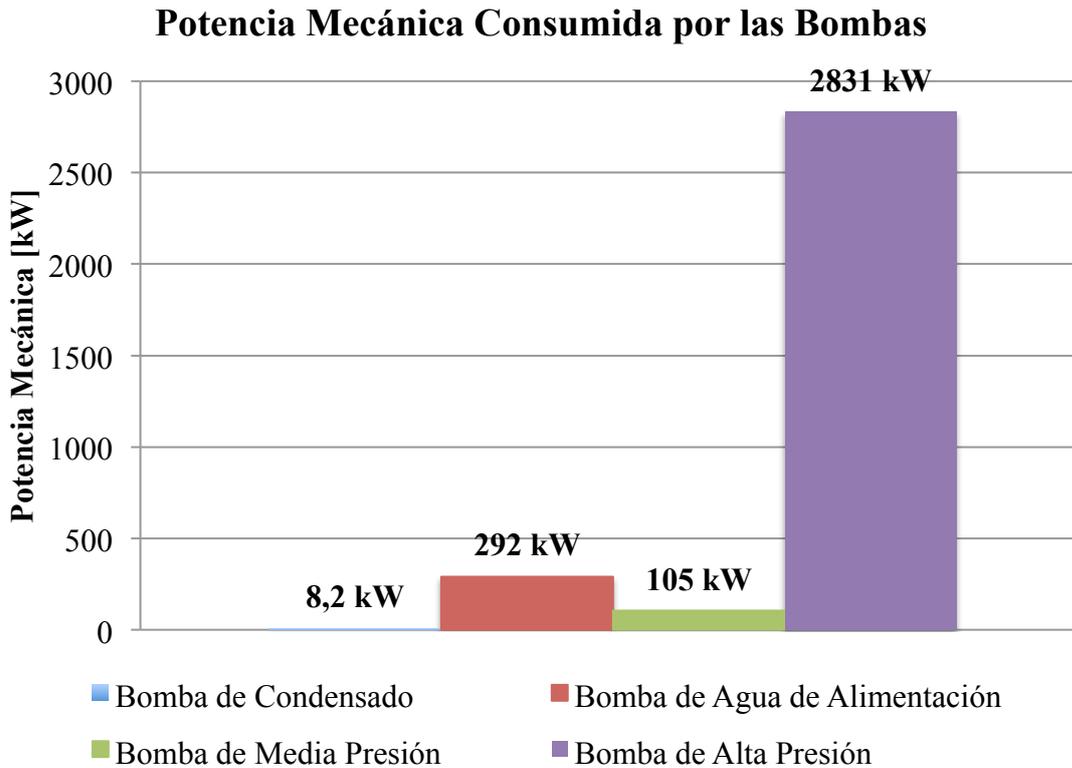


Imagen 3. 8: Potencia mecánica consumida por las bombas

Se observa de que la bomba que consume mayor potencia es la bomba de alta presión, debido a que, a pesar de que por ella no circule el caudal máximo, sí que debe aportar mayor energía en forma de presión al fluido, para llevarlo desde el circuito de baja presión al circuito de alta presión. La potencia de agua de alimentación es la que mayor potencia consume en segundo lugar, debido también a que esta bomba mueve todo el caudal de la instalación. Así, se tiene la potencia neta desarrollada por el ciclo de vapor, calculada por la potencia bruta de las turbinas menos la potencia consumida por las bombas. Se tiene que:

$$\dot{W}_{CV} = 226 \text{ MW}$$

Para terminar de exponer los resultados del ciclo de vapor, se indica a continuación la destrucción de exergía en cada uno de los equipos que componen la instalación de vapor. Para ello se presentan gráficas por grupos de tipo de equipos, es decir, las turbinas, las bombas, la caldera de recuperación y el condensador y desgasificador, estos últimos dos en el mismo gráfico.

Destrucción de Exergía en las Turbinas de Vapor

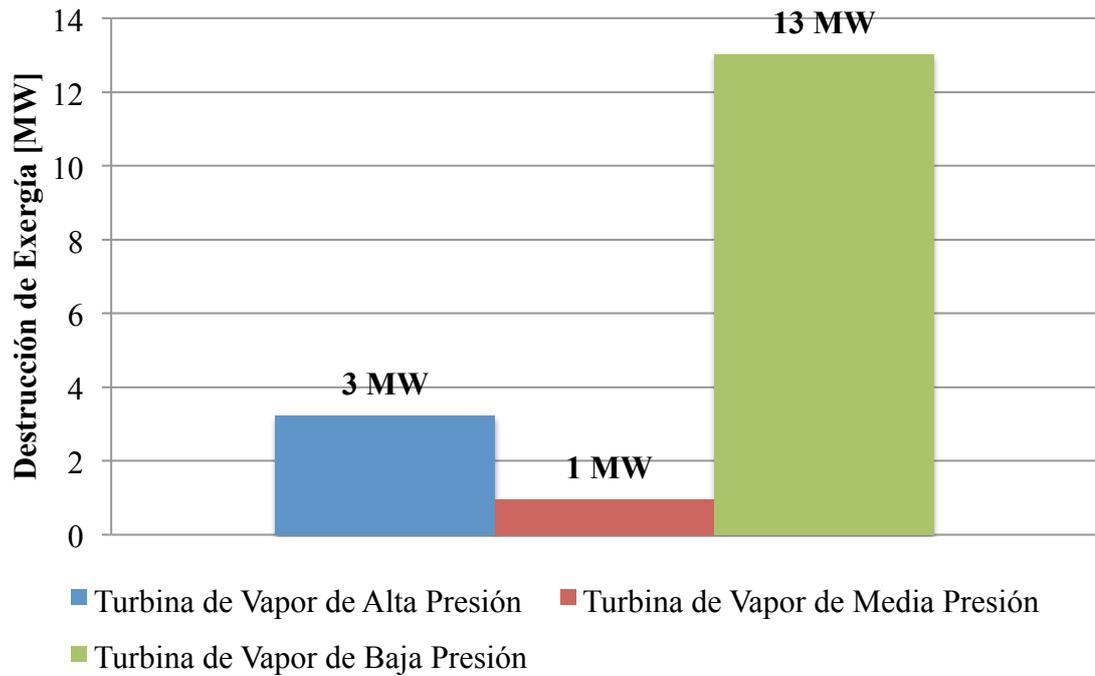


Imagen 3. 9: Destrucción de exergía en las turbinas de vapor

Destrucción de Exergía en las Bombas

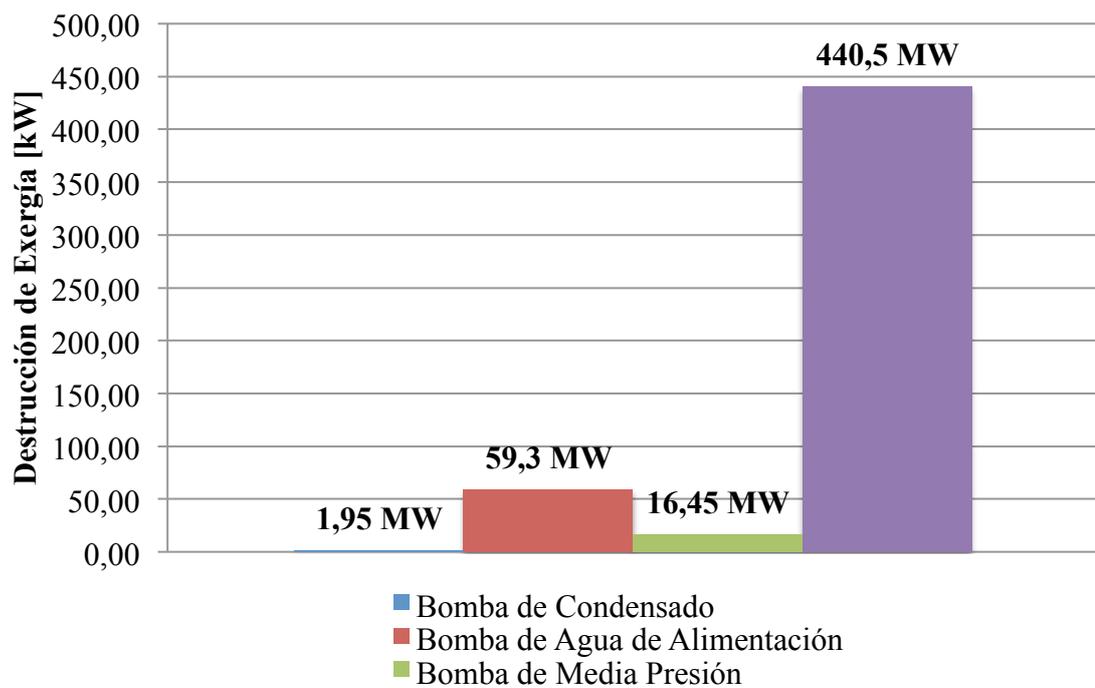


Imagen 3. 10: Destrucción de exergía en las bombas

Dstrucción de Exergía en Condensador y Desgasificador

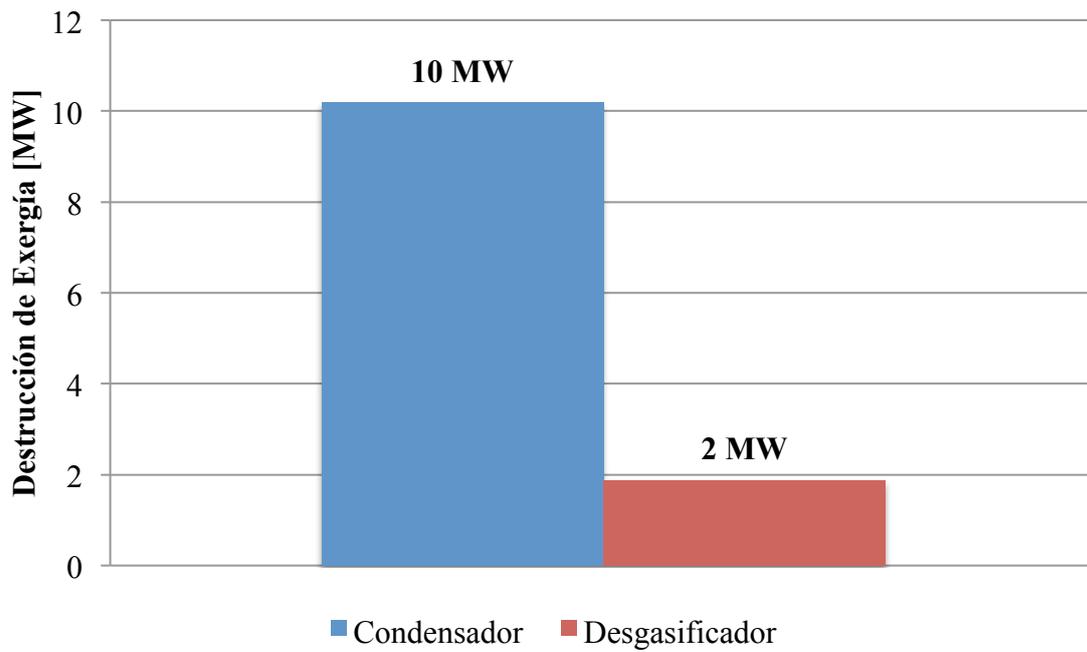


Imagen 3. 11: Dstrucción de exergía en el condensador y en el desgasificador

Dstrucción de Exergía en la Caldera de Recuperación

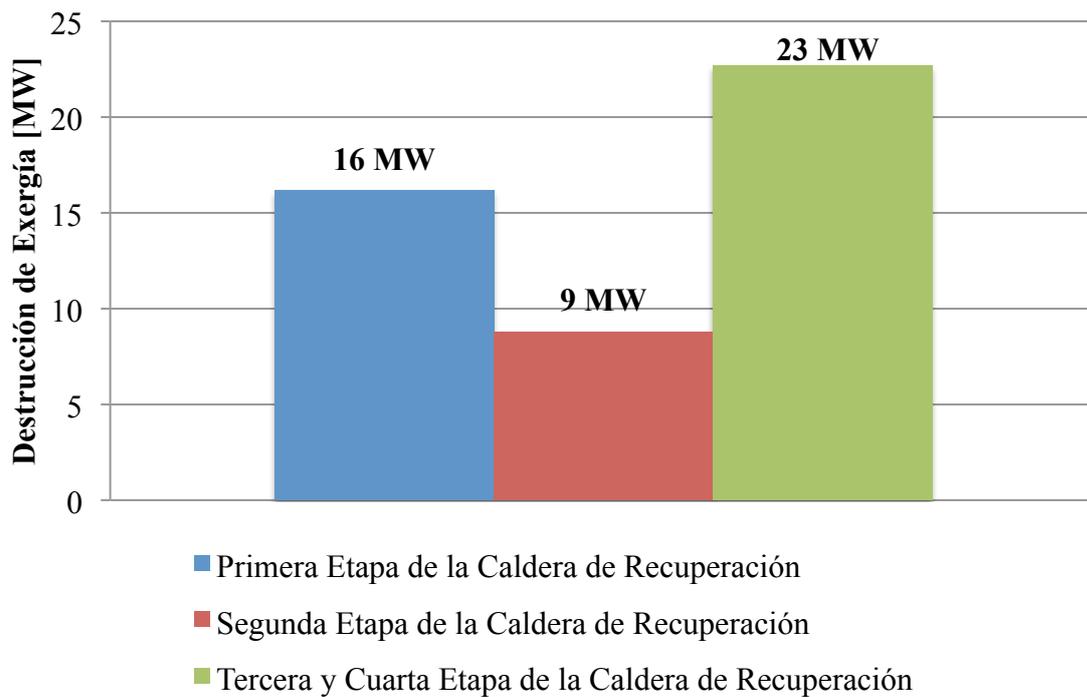


Imagen 3. 12: Dstrucción de exergía en la caldera de recuperación

Se observa, en la imagen 3.9, que la turbina de media presión es la que menor exergía destruye, mientras que en la turbina de vapor de baja presión se destruye mayor cantidad de exergía, directamente relacionado con el salto entálpico en la misma así como con la cantidad de caudal con la que opera, que es la máxima.

En cuanto a las bombas, en la gráfica de la imagen 3.10, se observa que predomina la bomba de alta presión y que la bomba de condensado y de media presión prácticamente no destruyen exergía en comparación con las otras dos.

En la imagen 3.11, se observa que en el condensador se destruye mayor exergía que en el desgasificador, tal y como era de esperar considerando las diferencias de operación y características de uno y otro equipo.

Por último, en la caldera de recuperación se destruye mayor exergía en las dos últimas etapas, pero teniendo en cuenta que en la gráfica de la imagen 3.12 se han representado dos etapas juntas (etapas 3 y 4), se observa que la destrucción de exergía en cada una de las etapas es aproximadamente la misma.

3.3.3 Ciclo combinado gas – vapor.

Para terminar de representar los resultados referentes al ciclo combinado gas – vapor, conviene analizar los resultados tomando el ciclo combinado como un todo. Es decir, ahora se analiza la exergía de cada uno de los flujos que intervienen en el ciclo combinado de forma global.

Para analizar el ciclo combinado como un todo se tiene que las transferencias de flujos másicos son el caudal másico de aire, el caudal másico de combustible y el caudal másico de gases productos de combustión a la salida de la caldera de recuperación. Mientras que las transferencias de energía son la potencia neta del motor turbina de gas, la potencia neta del ciclo de vapor y el calor cedido por el condensador al agua de refrigeración. Así, en la imagen 3.13 se representa gráficamente la exergía de cada uno de los flujos que interviene de forma global en la operación del ciclo combinado gas – vapor.

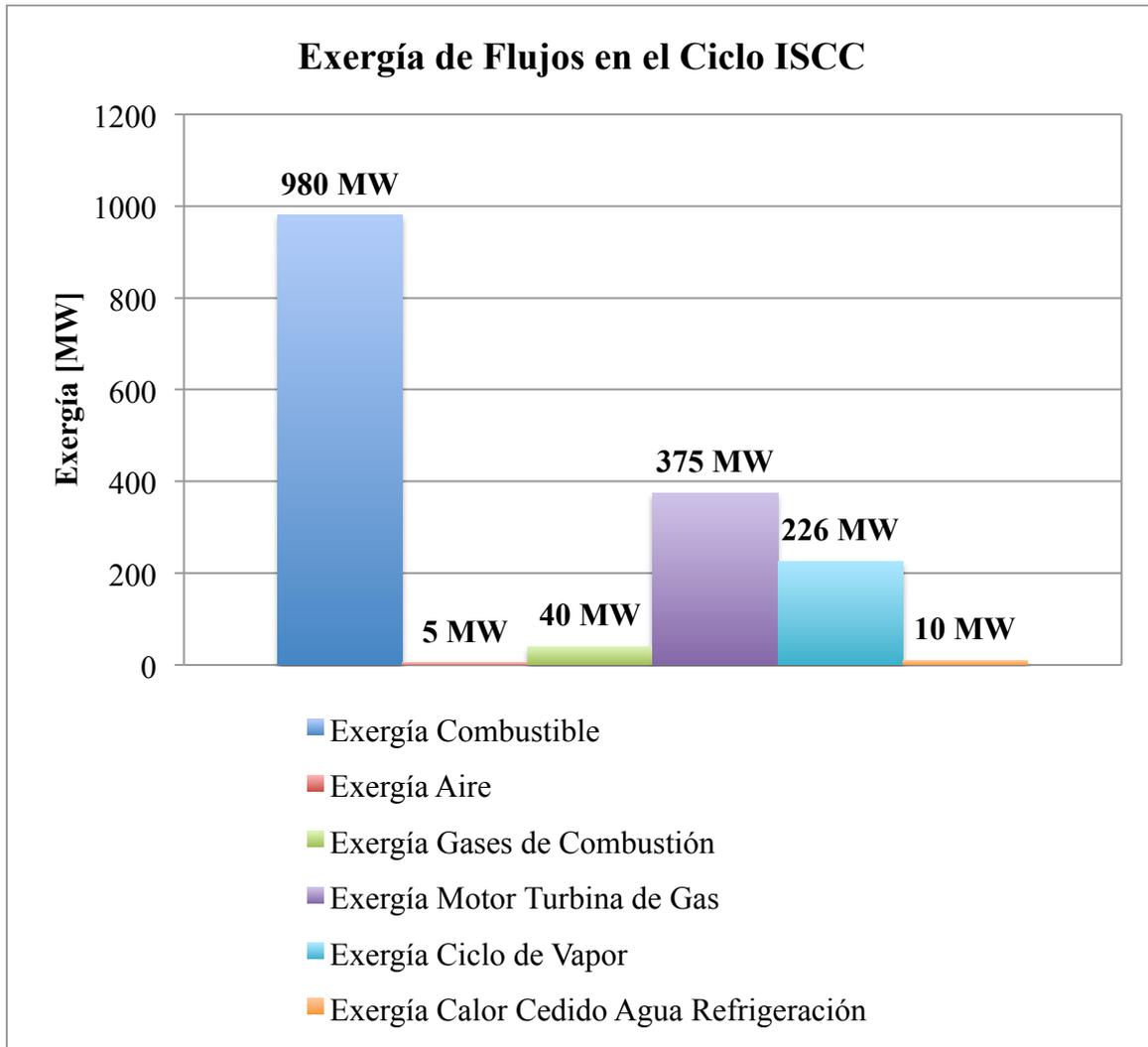


Imagen 3. 13: Exergía de flujos en la planta de ciclo combinado

Por otra parte, en la tabla 3.7 de la página 53 se muestran todos los parámetros energéticos y exergéticos, así como rendimientos energéticos y eficiencias exergéticas, de todos los equipos que operan en la instalación de ciclo combinado gas – vapor. En la quinta y sexta columna de dicha tabla se representa la contribución de cada equipo a la destrucción de exergía total del ciclo combinado. Se observa que la cámara de combustión es el equipo que mayor cantidad de exergía destruye, seguido de la caldera de recuperación. La destrucción de exergía en las bombas es prácticamente despreciable, y la destrucción de exergía en las turbinas, así como en el compresor de aire, son de órdenes de magnitud bastante bajos.

Ciclo	Equipo	Trabajo [kW]	Calor [kW]	Destrucción de Exergía [kW]	Porcentaje de Destrucción de Exergía, Ciclo Individual [%]	Porcentaje de Destrucción de Exergía, Ciclo Combinado [%]	Rendimiento Energético [%]	Eficiencia Exergética [%]
Ciclo de Vapor	TVAP	47191	-	3234	4,17	0,86	-	92,53
	TVMP	81831	-	971	1,25	0,26	-	98,83
	TVBP	100582	-	13028	16,81	3,47	-	86,75
	BC	8,224	-	1,954	0,00	--	-	76,24
	BAA	291,9	-	59,3	0,08	--	-	79,68
	BMP	105,1	-	16,45	0,02	--	-	84,35
	BAP	2831	-	440,5	0,57	--	-	84,44
	CND	-	298802	10184	13,14	2,71	-	31,12
	DSG	-	-	1881	2,43	--	-	65,12
	CR1	-	278644	16164	20,86	4,30	-	82,94
	CR2	-	194883	8811	11,37	2,35	-	
	CR3,4	-	134831	22714	29,31	6,05	-	
	CR TOTAL	-	608358	47689	61,53	12,69	-	
	TOTAL CV	226368	907160	77505	100,00	20,63	43,67	75,52
Ciclo de Gas	CA	353244	-	14230	4,77	3,79	-	95,97
	CCB	-	937500	277573	93,08	73,88	-	78,95
	TG	728244	-	6414	2,15	1,71	-	99,13
	TOTAL MTG	375000	937500	298216	100	79,37	40	28,44
Ciclo Combinado	TOTAL CC	601368	1844660	375722	-	100	63,37	60,8

Tabla 3. 7: Resumen de parámetros energéticos y exergéticos del ciclo combinado gas - vapor

3.4 Resultados del estudio de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar.

3.4.1 análisis de la configuración de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar.

En el anexo IV se explica el planteamiento de cálculo que se sigue para analizar y configurar la planta ISCC. Siguiendo dicho análisis, se tiene que planteando el balance de energía en la caldera de recuperación, teniendo en cuenta que se añade un cierto caudal de vapor solar a las etapas de sobrecalentamiento de alta presión y recalentamiento de media presión, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones en función del caudal másico de vapor solar (\dot{m}_{VS}) que se quiera introducir en el ciclo combinado. Dicho sistema de ecuaciones se indica a continuación:

$$\begin{cases} \dot{m}_{APsolar} = 112,14 - 0,7085 \dot{m}_{VS} \\ \dot{m}_{MPsolar} = 20,8097 - 0,192 \dot{m}_{VS} \\ \dot{m}_{BPsolar} = 13,652 - 0,0733 \dot{m}_{VS} \end{cases}$$

Ecuación 3. 1

Este sistema de ecuaciones regula la distribución de caudales másicos en la caldera de recuperación, y si se representa gráficamente se obtiene la gráfica de la imagen 3.14.

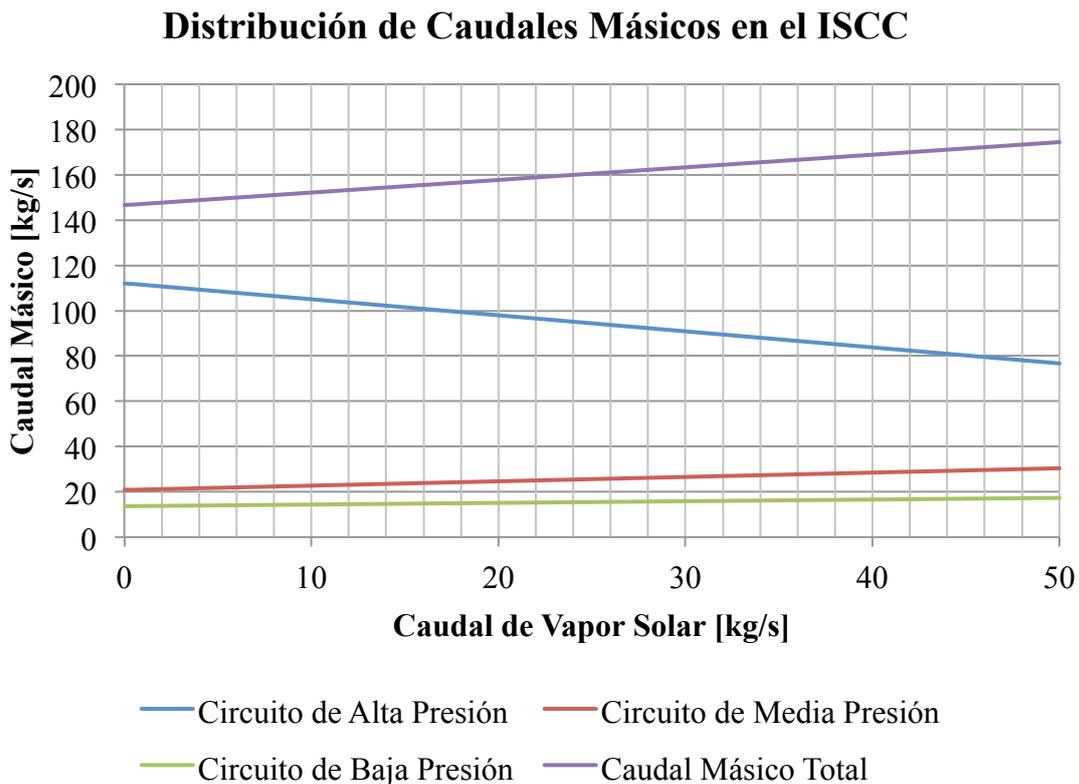


Imagen 3. 14: Distribución de caudales másicos en la planta ISCC

A partir de la imagen 3.14, se deduce que a medida que se incrementa el caudal de vapor solar, disminuye el caudal de alta presión que se puede circular por la caldera de recuperación, pero aumenta el caudal de media presión y el caudal de baja presión. Por lo que, atendiendo a la línea de violeta de la imagen 3.14, existe un aumento de caudal que circularía por la instalación de producción de potencia mediante vapor.

Pero hay que atender a que al aumentar el caudal de vapor solar, también se aumenta el caudal que circula por la última etapa de la caldera de recuperación, la etapa de economizador general. Al aumentar el caudal másico que circula por esta etapa, los gases producto de la combustión deben ceder una mayor cantidad de energía en forma de calor al agua de alimentación, y en consecuencia disminuye la temperatura de salida de los gases de combustión (T_H). Se debe tener en cuenta que dicha temperatura de salida nunca puede ser menor que la temperatura de entrada del agua de alimentación a dicha etapa de la caldera de recuperación (T_B), para no violar el segundo principio de la termodinámica. En la imagen 3.15 se representa la variación de la temperatura de salida de los gases de combustión en función del caudal másico de vapor solar.

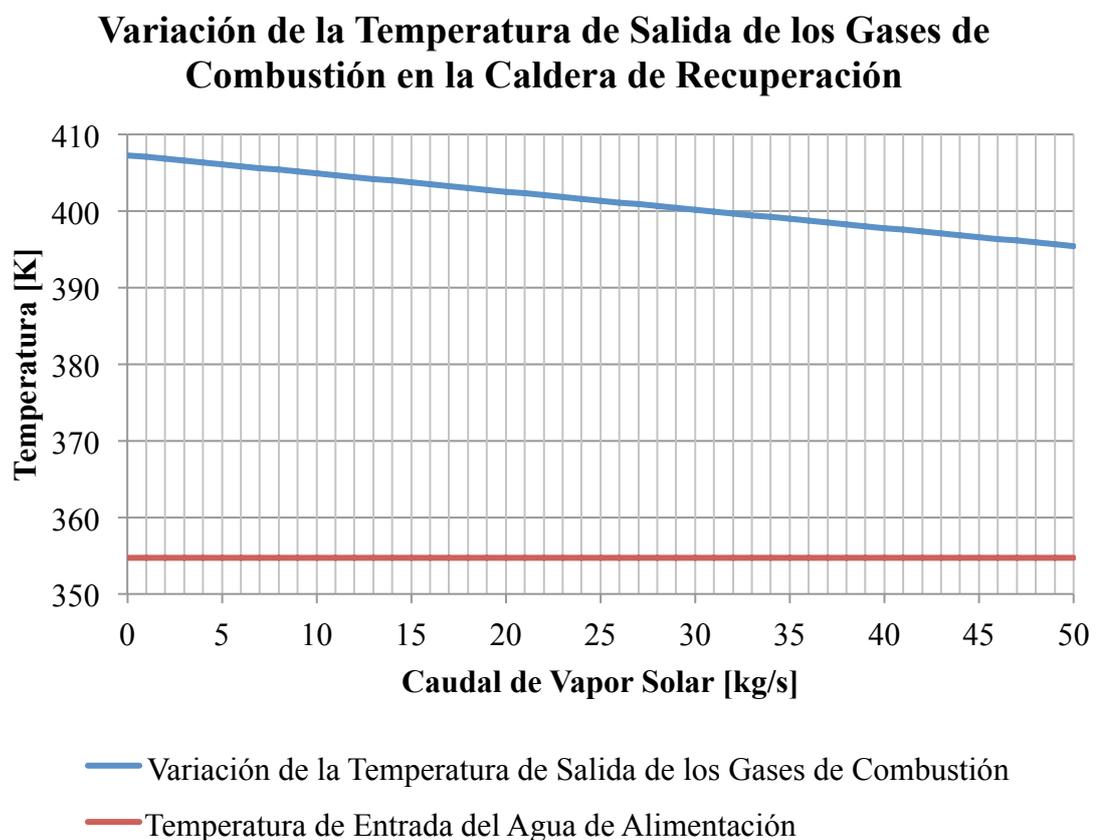


Imagen 3. 15: Variación de la temperatura de salida de los gases de combustión

Se observa que para el rango de caudal másico de vapor solar considerado la temperatura de salida de los gases de combustión nunca baja de la temperatura de entrada del agua de alimentación, por lo que en dicho rango de caudal másico de vapor no habría problemas con la limitación que impone el segundo principio de la termodinámica.

El objetivo de las plantas ISCC es aumentar la producción de potencia de las turbinas de vapor inyectando un cierto caudal de vapor solar que ha sido generado en un campo solar. La producción de potencia extra es directamente proporcional al caudal másico de vapor que se haga pasar por las turbinas, por lo tanto si se representa gráficamente la potencia bruta desarrollada por las turbinas de vapor a medida que se incrementa el caudal másico de vapor solar, se obtiene la gráfica representada en la imagen 3.16.

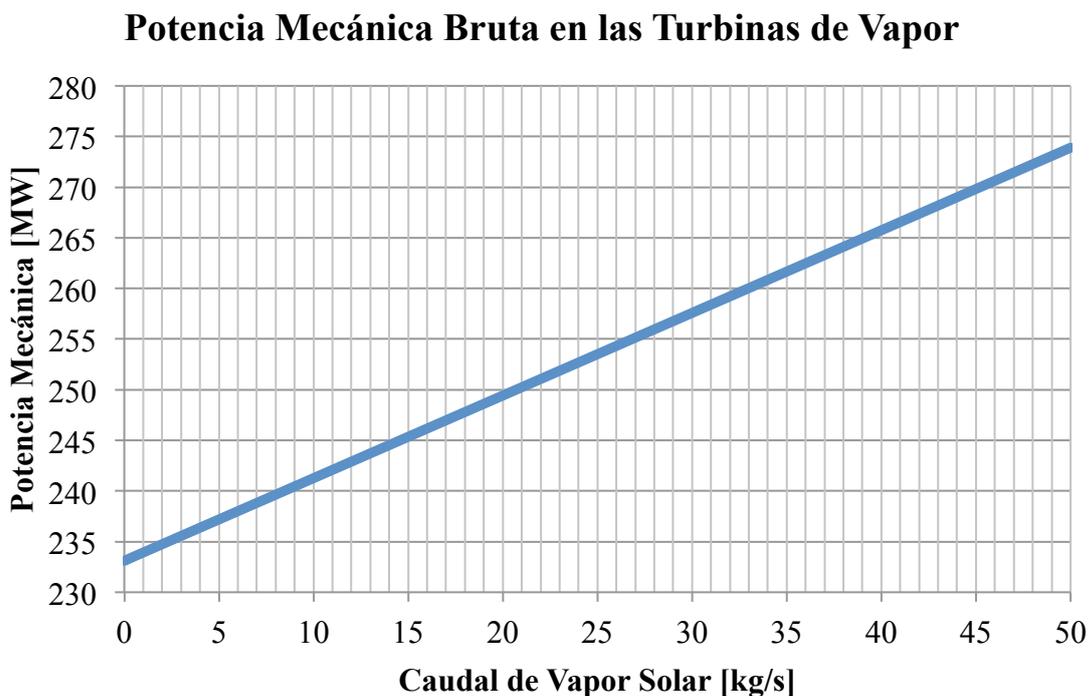


Imagen 3. 16: Potencia mecánica bruta desarrollada por las turbinas de vapor en modo solar

Se observa que a medida que aumenta el caudal de vapor solar, aumenta la potencia bruta generada por las turbinas de vapor, comenzando entorno a los 230 MW, que es la potencia bruta que desarrollan las turbinas de vapor en modo fósil. La primera deducción sería pensar que interesa aumentar el máximo posible el caudal másico extra de vapor, pero el aumento del caudal implica también un aumento de las dimensiones del campo solar. Por lo tanto, se hace necesario escoger un caudal de vapor solar que se encuentre en equilibrio con la potencia extra que se quiera generar, la temperatura de salida de los gases de combustión y las

dimensiones del campo solar. Así, para continuar con los resultados que se exponen en la siguiente subsubsección, donde se compara el ciclo combinado en modo fósil y el ciclo combinado en modo solar, se fija un caudal másico de 13 kg/s, atendiendo a que según la imagen 3.16 la potencia extra que se genera es del orden de 10 MW.

3.4.2 Comparación de los resultados del ciclo combinado gas – vapor y del ciclo combinado gas – solar.

En esta subsubsección se comparan los resultados obtenidos para el análisis del ciclo combinado gas – vapor en modo de operación sólo fósil y en modo de operación híbrido. Para ello se muestran tres tablas. En la primera, la tabla 3.8, se comparan los caudales másicos que operan en la instalación. En la segunda, la tabla 3.9, se comparan las transferencias de energía en forma de trabajo y de calor que se dan en los diferentes equipos de la instalación. Mientras que en la tercera, la tabla 3.10, se comparan las destrucciones de exergía y la eficiencia exergética de dichos equipos.

Caudal	Ciclo Combinado [kg/s]	Ciclo ISCC [kg/s]
Alta Presión	112,4	102,9295
Media Presión	20,7	23,3057
Baja Presión	13,5	14,6049
Vapor solar	0	13
Caudal Máximo	146,6	153,8401

Tabla 3. 8: Comparación de caudales másicos

Ciclo	Equipo	Ciclo Combinado - Trabajo [kW]	ISCC - Trabajo [kW]	Ciclo Combinado - Calor [kW]	ISCC - Calor [kW]
Ciclo de Vapor	TVAP	47191	48813	-	-
	TVMP	81831	85752	-	-
	TVBP	100582	105611	-	-
	BC	8,224	8,635	-	-
	BAA	291,9	306,5	-	-
	BMP	105,1	117,9	-	-
	BAP	2831	2928	-	-
	CND	-	-	298802	313744
	DSG	-	-	-	-
	CR1	-	-	278644	278644
	CR2	-	-	104883	104883
	CR3,4	-	-	134831	138133
	CR	-	-	518358	521660
	TOTAL CV	226368	236815	817160	835404
Ciclo de Gas	CA	353244	353244	-	-
	CCB	-	-	937500	937500
	TG	728244	728244	-	-
	TOTAL MTG	375000	375000	937500	937500
Ciclo Combinado	TOTAL CC	601368	611815	1754660	1459160

Tabla 3. 9: Comparación energética

Ciclo	Equipo	Ciclo Combinado - Destrucción de Exergía [kW]	ISCC - Destrucción de Exergía [kW]	Variación de Destrucción Exergía [kW]
Ciclo de Vapor	TVAP	3234	3345	111
	TVMP	971	1018	47
	TVBP	13028	13679	651
	BC	1,954	2,052	0,098
	BAA	59,3	62,27	2,97
	BMP	16,45	18,44	1,99
	BAP	440,5	455,6	15,1
	CND	10184	10694	510
	DSG	1881	1975	94
	CR1	16164	15732	-432
	CR2	8811	9163	352
	CR3,4	22714	22825	111
	CR	47689	47720	31
	TOTAL CV	77505	78969	1464,158
Ciclo de Gas	CA	14230	14230	-
	CCB	277573	277573	-
	TG	6414	6414	-
	TOTAL MTG	298217	298217	-
Ciclo Combinado	TOTAL CC	375722	377186	1464,158

Tabla 3. 10: Comparación exergetica

Atendiendo a la tabla 3.8, tal y como se adelantó en la subsubsección anterior, el caudal de alta presión disminuye para el caso de operación solar, pero aumentan los caudales de media y baja presión, y además se inyecta el caudal de vapor solar. En consecuencia, el caudal de agua de alimentación en el modo solar es mayor que en el modo fósil.

Directamente relacionado con el aumento de caudal se produce el aumento de la producción de potencia neta, tal y como se muestra en la tabla 3.9. Las turbinas de vapor aumentan la producción de potencia bruta, y aunque las bombas también aumenten la potencia consumida, se tiene que en modo solar para el caso concreto que se analiza se genera un 5 % más de potencia que en el modo fósil.

En cuanto a la destrucción de exergía por equipos, indicados en la tabla 3.10, se observa que también aumenta por el efecto del caudal másico de vapor solar. A excepción de la

primera etapa de la caldera de recuperación. Esto se debe a que el caudal másico de alta presión que circula por esta caldera disminuye, y el caudal de vapor solar de vapor en el intercambiador de calor solar, por lo que parte de la exergía que se destruye se hace en un equipo externo a la caldera de recuperación. En la siguiente subsubsección se analiza con mayor detalle la caldera de recuperación.

Para tener una visión general del conjunto del ciclo combinado en los dos modos de operación, resulta interesante representar el rendimiento energético y la eficiencia exergética para los dos casos de operación. Para ello, en la tabla 3.11 se comparan dichos parámetros.

Ciclo Combinado	Rendimiento Energético [%]	Eficiencia Exergética [%]
Gas – Vapor	63 %	60,8 %
Gas – Solar	--	60,67 %

Tabla 3. 11: Rendimiento energético y eficiencia exergética para los dos casos de operación

El rendimiento energético del ciclo combinado gas – solar no se indica ya que la expresión para calcular dicho rendimiento no se puede definir con exactitud, debido a que el recurso energético para el aporte solar podría ser o bien la radiación solar que llega al campo solar, o bien el calor que se aporta al vapor solar en el intercambiador de calor solar. En cuanto a la eficiencia exergética se ve que, como cabría esperar, prácticamente se mantiene constante para uno y otro modo de operación.

Ahora bien, la potencia mecánica extra que se genera en el modo solar depende directamente de la disponibilidad del campo solar. Es decir, cuando no se disponga de energía solar suficiente como para evaporar el caudal másico de vapor solar, la instalación de producción de potencia generará la potencia mecánica correspondiente al modo de operación fósil. Si se quisiera generar constantemente la potencia máxima que puede desarrollar la planta, lo que habría que hacer es aumentar el consumo de combustible del motor turbina de gas. Si se considera constante el rendimiento térmico del ciclo combinado, el caudal másico de combustible que se necesitaría para generar la potencia mecánica máxima se puede calcular como:

$$\dot{m}_{COMB} = \frac{\dot{W}_{ISCC}}{\eta_{CC} \cdot PCI}$$

Si se supone que el campo solar está disponible durante un tercio del año, ya que el campo solar que se considera no tiene almacenamiento térmico; es decir, que al campo solar llega

energía suficiente como para evaporar el caudal másico de vapor solar, se tiene que el ahorro anual de combustible sería de:

$$\dot{m}_{COMB} = 7358 \frac{Tm}{año}$$

Por lo que se ve que el consumo de combustible de forma anual es bastante considerable, a pesar de que las sumas que se consumen para generar potencia mediante ciclo combinado convencional son mucho mayores.

3.4.3 Análisis de la caldera de recuperación.

La caldera de recuperación que se utiliza para generar el vapor correspondiente en el ciclo de vapor, tal y como se ha explicado en la subsección 2.4, opera con tres niveles de presión y con una etapa de recalentamiento. Se trata, por tanto, de una caldera de recuperación con cierta complejidad y es por esto que conviene analizar ciertos parámetros relacionados con la misma. En esta subsubsección se analiza la destrucción de exergía en cada una de las etapas en las que se ha dividido la caldera de recuperación.

Así, en la imagen 3.17 se representa gráficamente la destrucción de exergía en cada etapa de la caldera de recuperación en función de la variación de caudal másico de vapor solar que opere en la planta híbrida. Tal y como se observa en dicha imagen, y como se adelantó en la subsección anterior en la tabla 3.10, la destrucción de exergía en la primera etapa de la caldera de recuperación desciende, mientras que en la segunda, tercera y cuarta etapa de la caldera de recuperación, aumenta.

Esto se debe a que, según se indica en la imagen 3.14, el caudal de alta presión desciende a medida que aumenta el caudal de vapor solar. En consecuencia, por la primera etapa de la caldera de recuperación circulará menor caudal de alta presión y por lo tanto la destrucción de exergía será menor. Aunque cabe pensar que al inyectar caudal de vapor solar en dicha etapa de la caldera de recuperación (en las etapas de sobrecalentamiento y recalentamiento), la destrucción de exergía debería aumentar. Sin embargo, se debe tener en cuenta que dicho caudal de vapor solar se economiza y evapora en el campo solar, y que por lo tanto la exergía que se destruye en dicho proceso se destruye fuera de la caldera de recuperación, y es por esto por lo que se obtiene que la destrucción de exergía disminuye a medida que aumenta el caudal de vapor solar.

En las otras tres etapas de la caldera de recuperación ocurre lo contrario debido a que el caudal de media y baja presión aumentan a medida que aumenta el caudal de vapor solar. Y

en la última etapa de la caldera, aumenta en mayor medida la destrucción de exergía debido a que el caudal de vapor solar también se economiza en esta primera etapa de la caldera de recuperación.

Destrucción de Exergía en la Caldera de Recuperación ISCC

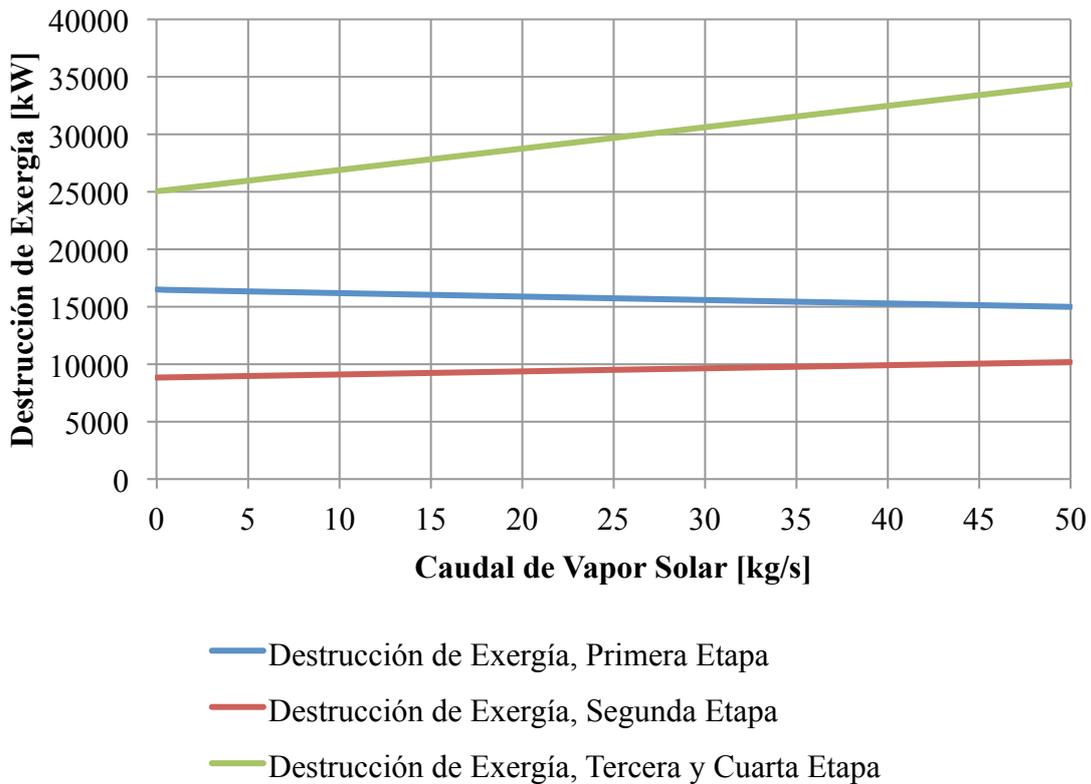


Imagen 3. 17: Destrucción de exergía en la caldera de recuperación en modo solar

3.4.4 Dimensionado del campo solar.

Para generar el caudal másico de vapor solar se necesita un campo solar. En esta subsubsección se exponen los resultados referentes a número de colectores cilíndrico parabólicos que compondrían el campo solar y del caudal de aceite térmico necesario para evaporar el caudal de vapor solar en el SSG.

A medida que aumenta el caudal de vapor solar, aumenta el número de CCPs necesarios. Para el modelo de CCP fijado y teniendo en cuenta el caudal de vapor solar seleccionado (13 kg/s), se obtiene que las dimensiones del campo solar necesario para evaporar el caudal másico de vapor solar son las que se exponen en la siguiente tabla 3.12.

Parámetro	Abreviatura	Valor
Número de CCPs	N_{CCP}	245
Área de apertura del campo solar	A_{SF}	57683 m ²
Calor cedido al caudal másico de vapor solar	\dot{Q}_{solar}	22,5 MW

Tabla 3. 12: Dimensiones del campo solar

Se obtiene un número de CCPs coherente atendiendo a las dimensiones de las plantas de producción de potencia operativas actualmente.

También se determina el caudal másico de aceite térmico Therminol VP-1 que es necesario circular por el campo solar para que transfiera la energía en forma de calor necesaria para evaporar el caudal másico de vapor solar en el SSG, siendo este valor del orden de:

$$\dot{m}_{HTFG} = 92 \text{ kg/s}$$

Con esto se termina de definir el ciclo combinado gas – solar. A continuación se estudian y analizan los resultados obtenidos para uno y otro modo de operación.

4. Conclusiones

Las plantas híbridas de ciclo combinado gas – solar ofrecen varias ventajas frente a las plantas de ciclo combinado gas – vapor convencionales. Además de generar mayor potencia neta, se produce una reducción en el consumo de combustible, por lo que se reduce el impacto ambiental.

Pero como en todo tipo de sistema energético, todas las mejoras que se puedan implementar llevan asociado un determinado tipo de coste. Teniendo en cuenta los estudios que se han realizado en este trabajo, en las plantas híbridas gas – solar el dicho coste influye, esencialmente, en el tamaño del campo solar de colectores cilíndrico parabólicos. Es decir, a medida que se aumente el caudal de vapor solar que se quiera aportar al ciclo combinado de referencia, aumenta también el número de colectores cilíndrico parabólicos que se necesita para cubrir la demanda de energía térmica. Así, en la imagen 4.1, se representa gráficamente la influencia que tiene aumentar el caudal de vapor solar en el número de colectores cilíndrico parabólicos, analizando el caso concreto que se ha expuesto en este trabajo.

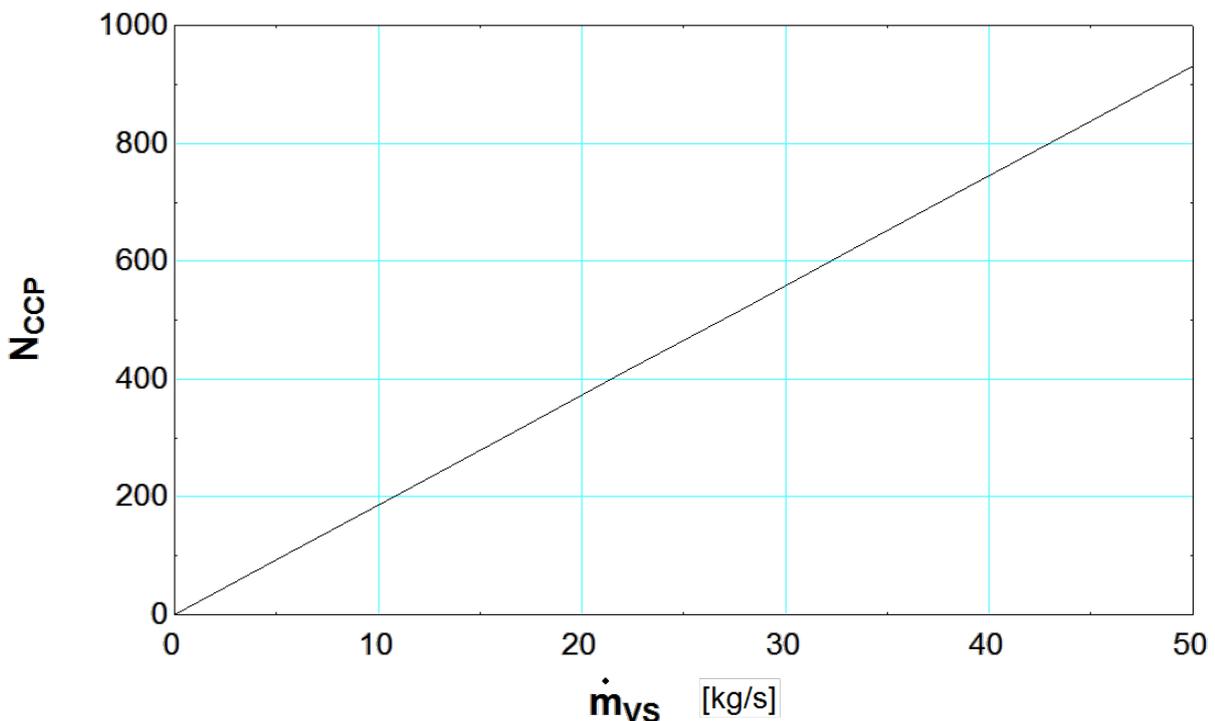


Imagen 4. 1: Número de colectores cilíndrico parabólicos en función del caudal de vapor solar

Por lo que, a medida que se aumente el caudal de vapor solar, se incrementará también la potencia producida por la planta, pero también se necesitará un mayor número de CCP para cubrir la demanda térmica del vapor solar. Además, en relación con el número de colectores

cilíndrico parabólicos, se debe estudiar la localización para tener en cuenta los valores de irradiancia solar así como las limitaciones del espacio que ocupa el campo solar.

Aunque a la hora de estudiar una planta híbrida no solamente se deben tener en cuenta las limitaciones en cuanto a estructura se refiere, sino que además se deben estudiar las diferentes configuraciones en la caldera de recuperación, el perfil de temperatura de los gases de combustión y otros aspectos termodinámicos que limitan la producción de potencia en el ciclo de vapor.

Con todo esto, las plantas híbridas suponen un avance en la producción de electricidad a nivel global, y que, a pesar de estar en las primeras etapas de desarrollo, supone a día de hoy una fuente de investigación y estudio para mejorar las posibilidades que ofrecen las plantas de producción de potencia mediante combustibles fósiles convencionales.

Integrated solar combined cycle power plants offer several advantages over conventional gas – steam combined cycle power plants. In addition to generating higher net power there is a reduction of the fuel consumption, so the environmental impact is reduced.

But as in all types of energy systems, all the improvements that can be implemented have an associated cost given type. Taking in part the studies that have been done in this work, influences on the cost of integrating a solar field in a conventional power plant are essentially the size of the solar field of parabolic trough collectors. That is, as the solar steam flow you want to make reference to the combined cycle is increased, also increases the number of cylindrical parabolic collectors needed to cover the demand of thermal energy. Thus, in figure 4.1, is plotted the influence of increasing the masic flow of solar steam versus the number of parabolic trough collectors, considering the specific case that have been analyzed on this work.

So, as the solar steam masic flow increases, also increases the power produced by the plant, but a greater number of CCPs will also be required to cover the demand of the solar thermal steam. Furthermore, in relation to the number of parabolic trough collectors, the location should be studied to take into account the values of solar irradiance and the limitations of the space occupied by the solar field.

Although when considering a hybrid plant must not only take into account the limitations in structure, but it also has to be studied the different configurations in the heat recovery

steam generator, the temperature profile of the combustion gases and other thermodynamic aspects that limit the power output of the steam cycle.

To sum up, the integrated solar combined cycle power plants represent an advance in the production of electricity globally, and, despite being in the early stages of development, it is actually a source of research and study to improve the potential production plants that use conventional fossil fuel power.

Lista de referencias

[Base de Datos NREL]

National Renewable Energy Laboratory; Concentrating Solar Power Projects; Data Base. Disponible en la url: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/parabolic_trough.cfm. Última consulta: 4 Julio 2014.

[Brochure SCC5-8000H 1S]

Kais Sfar, Armin Staedler, 2012. *One year of commercial operation in Irsching*. Disponible en la url: http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/power-plants/gas-fired-power-plants/combined-cycle-powerplants/scc5-8000H/PowerGen_Asia_2012_Bangkok_OneYearCommercialOperation_HClass_Balling_Sfar_Staedtler.pdf. Última consulta: 4 Julio 2014

[Brochure SST-5000]

Siemens. Siemens. Información acerca de la turbina de vapor SST-5000. Disponible en la url: http://www.energy.siemens.com/hq/pool/hq/power-generation/steam-turbines/SST-5000/steam-turbine-sst-5000-series_brochure.pdf. Última consulta: 4 Julio 2014

[Falah Alobaid, Stefan Pfeiffer, Bernd Epple, Chil-Yeong Seon, Hyun-Gee Kim, 2012]

Falah Alobaid, Stefan Pfeiffer, Bernd Epple, Chil-Yeong Seon, Hyun-Gee Kim, 2012. *Fast start-up analyses for Benson heat recovery steam generator*. Última consulta: 4 Julio 2014

[Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006]

Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006. *Centrales térmicas de ciclo combinado – Teoría y proyecto*. España : Díaz de Santos.

[Web Benson Boiler]

Siemens. Información acerca de Benson Boiler HRSG. Disponible en la url: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/power-plants/steam-power-plants/benson.htm> Última consulta: 4 Julio 2014

[Web SCC5 – 8000H 1S]

Siemens. Información acerca de la Power Plant SCC5 – 8000H. Disponible en la url: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/power-plants/h-class-series/scc5-8000h-1s.htm#content=Description> Última consulta: 4 Julio 2014

[Web SGT5-8000H]

Siemens. Información acerca de la turbina de gas SGT5-8000H. Disponible en la url: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt5-8000h.htm#content=Technical%20data>. Última consulta: 4 Julio 2014

[Zarza, E. 2003]

Zarza Moya, E. 2003. *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos – Proyecto Direct Solar Steam (DISS)*. Tesis doctoral. España.

Bibliografía

AGÜERA SORIANO, J. *Termodinámica Lógica y Motores Térmicos*. Madrid : CIENCIA 3 Distribución, S.L., 1999.

CREUS SOLÉ, A. *Energía Termosolar*. Barcelona : Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa, 2010.

JUTGLAR, L. *Energía Solar*. Barcelona : Ceac, 2004.

MÉNDEZ MUÑIZ, J.M., CUERVO GARCÍA, R. *Energía Solar Térmica*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2009.

MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Edición. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.

RUFES MARTÍNEZ, P. *Energía Solar Térmica – Técnicas para su Aprovechamiento*. Barcelona : MARCOMBO, S.A., 2010.

SABUGAL GARCÍA, S., GÓMEZ MOÑUZ, F. *Centrales de Ciclo Combinado – Teoría y Proyecto*. Madrid : Díaz de Santos, 2006.

VILLARES MARTÍN, M. *Cogeneración*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2003.

Orden de prioridad de los documentos básicos

El orden de prioridad de los documentos básicos que componen este proyecto es el que se indica a continuación:

- 1.** Sección 3 y 4 de la Memoria: “Análisis y discusión de resultados” y “Conclusiones”.
- 2.** Anexos.
- 3.** Sección 1 y sección 2 de la memoria.
- 4.** Planos.

ANEXOS

Índice de Anexos

ANEXO I: Teoría de ciclo combinado gas – vapor

ANEXO II: Teoría de ciclo combinado gas – solar

ANEXO III: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo combinado gas – vapor

ANEXO IV: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo combinado gas – solar

ANEXO V: Detalle de cálculos

ANEXO VI: Código de Engineering Equation Solver



Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANEXO I

Teoría de Ciclo Combinado Gas – Vapor

Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado Gas – Solar (Ciclo ISCC)

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Pablo Hernández de la Cruz

Tutor: Agustín M. Delgado Torres

Julio de 2014

Índice de Anexo I

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	2
I.1 Presentación	3
I.2 Producción de potencia mediante ciclos de potencia de vapor	3
I.2.1 Introducción	3
I.2.2 Equipos	5
I.2.3 Ciclo Rankine	6
I.2.4 Irreversibilidades del Ciclo Rankine	8
I.2.5 Modificaciones del Ciclo Rankine	10
I.3 Producción de potencia mediante turbina de gas	14
I.3.1 Introducción	14
I.3.2 Equipos	14
I.3.3 Ciclo Brayton de Aire – Estándar	16
I.3.4 Irreversibilidades en un Motor Turbina de Gas	18
I.4 Ciclo combinado Gas – Vapor	19
I.4.1 Introducción	19
I.4.2 Configuración del Ciclo Combinado	20
I.4.3 Caldera de Recuperación	21
I.4.4 Perfil de Temperaturas	24

I.4.5 Ventajas del Ciclo Combinado	25
I.5 Balance de Masa, Energía y exergía	26
I.5.1 Introducción	26
I.5.2 Volumen de Control	26
I.5.3 Balance de Masa en Volúmenes de Control	27
I.5.4 Balance de Energía en Volúmenes de Control	28
I.5.5 Balance de Exergía en Volúmenes de Control	29
I.5.6 Rendimiento Térmico, Rendimiento Isoentrópico y Eficiencia Exergética	33
Lista de Referencias	38
Bibliografía	38

Lista de imágenes

Imagen 1. 1: Subsistemas de una central térmica. Esquema simplificado	3
Imagen 1. 2: Equipos de una central térmica.....	5
Imagen 1. 3: Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal	7
Imagen 1. 4: Diagrama T-s del ciclo Rankine real	9
Imagen 1. 5: Diagrama T-s del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento	11
Imagen 1. 6: Diagrama T-s del ciclo Rankine con calentador abierto	12
Imagen 1. 7: Equipos de una central térmica con sobrecalentamiento, recalentamiento y desgasificador	13
Imagen 1. 8: Equipos de un motor turbina de gas	15
Imagen 1. 9: Diagrama T-s del ciclo Bryton ideal	17
Imagen 1. 10: Diagrama T-s del ciclo Bryton real	19
Imagen 1. 11: Central de ciclo combinado gas - vapor	21
Imagen 1. 12: Componentes de una caldera de recuperación.....	22
Imagen 1. 13: Diagrama T-s con los estados termodinámicos de la caldera de recuperación.....	23
Imagen 1. 14: Perfil de temperaturas en la caldera de recuperación	25
Imagen 1. 15: Transferencias de masa y energía en un compresor	26
Imagen 1. 16: Transferencias de masa en un desgasificador.....	36

Lista de tablas

Tabla 1. 1: Estados termodinámicos del ciclo de vapor.....	6
Tabla 1. 2: Procesos en el ciclo Rankine ideal.....	8
Tabla 1. 3: Procesos en el ciclo Rankine real	10
Tabla 1. 4: Procesos en el ciclo Rankine con sobrecalentamiento, recalentamiento y desgasificador.....	14
Tabla 1. 5: Estados termodinámicos del ciclo de gas	16
Tabla 1. 6: Procesos termodinámicos en el ciclo Bryton ideal	17
Tabla 1. 7: Estados termodinámicos en la caldera de recuperación.....	24
Tabla 1. 8: Rendimientos Energéticos y Eficiencias Exergéticas globales.....	37

Anexo I: Teoría de ciclo combinado gas – vapor

I.1 Presentación

En este anexo I se explican los conceptos básicos referentes a los subsistemas que conforman un ciclo combinado, siendo éstos el motor turbina de gas y el ciclo de producción de potencia mediante vapor. Además, se exponen las herramientas básicas para analizar este tipo de instalaciones desde el punto de vista termodinámico, tales como el balance de energía, balance de exergía, rendimiento energético y eficiencia exergética.

I.2 Producción de potencia mediante ciclos de potencia de vapor

I.2.1 Introducción

Las instalaciones de producción de potencia mediante vapor son una de las formas más utilizadas a nivel mundial para producir electricidad. Este proceso se lleva a cabo en las centrales térmicas de vapor, que están formadas generalmente por los siguientes subsistemas representados en la imagen 1.1 [Moran, Shapiro, 2004].

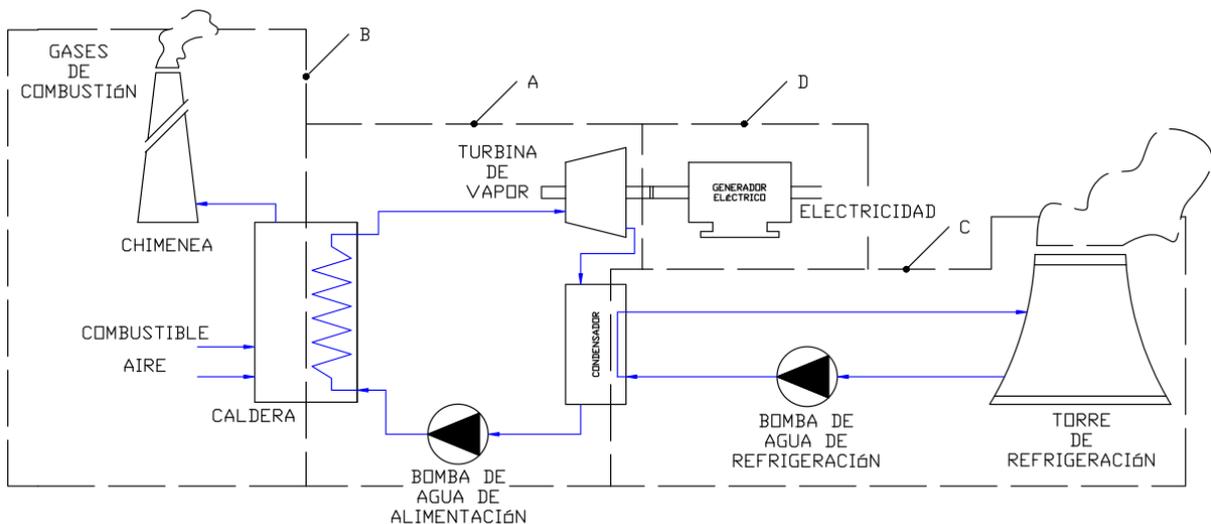


Imagen 1. 1: Subsistemas de una central térmica. Esquema simplificado

A continuación se describe brevemente cada uno de los subsistemas representados en la imagen 1.1:

Subsistema A:

En el subsistema A se lleva a cabo la producción de potencia mecánica mediante vapor, es decir, se aprovecha la energía que posee el fluido de trabajo, denominado en este tipo de

centrales como agua de alimentación, para mover el eje de una turbina y producir potencia mecánica. Este subsistema se explicará con más detalle a lo largo de esta sección.

Subsistema B:

En el subsistema B se trasfiere al agua de alimentación la energía en forma de calor necesaria para evaporarlo, y generar la potencia mecánica del subsistema A. Esta energía se puede obtener de diferentes formas dependiendo del tipo de central térmica: centrales de combustibles fósiles, centrales nucleares, centrales solares, etc. En todos los casos se transfiere energía térmica al fluido de trabajo.

Subsistema C:

El subsistema C está constituido por el circuito de agua de refrigeración. En este circuito se transfiere energía en forma de calor del fluido de trabajo a una corriente de refrigeración, la cual cede esta energía al agua un cauce. Existen tres sistemas principales para refrigerar el fluido de trabajo en las centrales térmicas: refrigeración por captación directa, refrigeración por torres de refrigeración y aerorefrigeración. En la imagen 1.1 se representa el segundo tipo de refrigeración, refrigeración por torres, que a su vez pueden ser torres de tiro inducido, torres de tiro forzado o torres de tiro natural. Sin embargo, para este trabajo se supondrá que se utiliza el sistema de refrigeración por captación directa, en el que se hace pasar una corriente de agua fría proveniente de un cauce natural, como ríos o mares, por el condensador de la instalación del ciclo de potencia. Este tipo de sistema ofrece una mayor capacidad de refrigeración a pesar de que el impacto ambiental que se genera es mucho mayor que en los otros dos sistemas. Por último, el sistema de aerorefrigeración se suele utilizar en aquellos emplazamientos en los que la disponibilidad de agua sea limitada. Aunque el impacto ambiental que genera en este último tipo de sistema es menor que en los otros dos, el coste económico es mucho más elevado.

Subsistema D:

Por último, en el subsistema D se transforma la energía mecánica generada en el subsistema A en energía eléctrica mediante un generador eléctrico. Se debe tener en cuenta el rendimiento del mismo para poder determinar la potencia eléctrica que se genera en la central térmica de potencia, ya que existirán ciertas pérdidas de energía entre la potencia mecánica generada por la turbina y la potencia mecánica desarrollada por el generador.

I.2.2 Equipos

La producción de potencia del subsistema A representado en la imagen 1.1 se realiza siguiendo el ciclo termodinámico Rankine, que se explicará más adelante. En este ciclo se utilizan una serie de equipos que realizan las transferencias de calor y trabajo necesarias para generar la potencia deseada. Estos equipos se representan en la imagen 1.2:

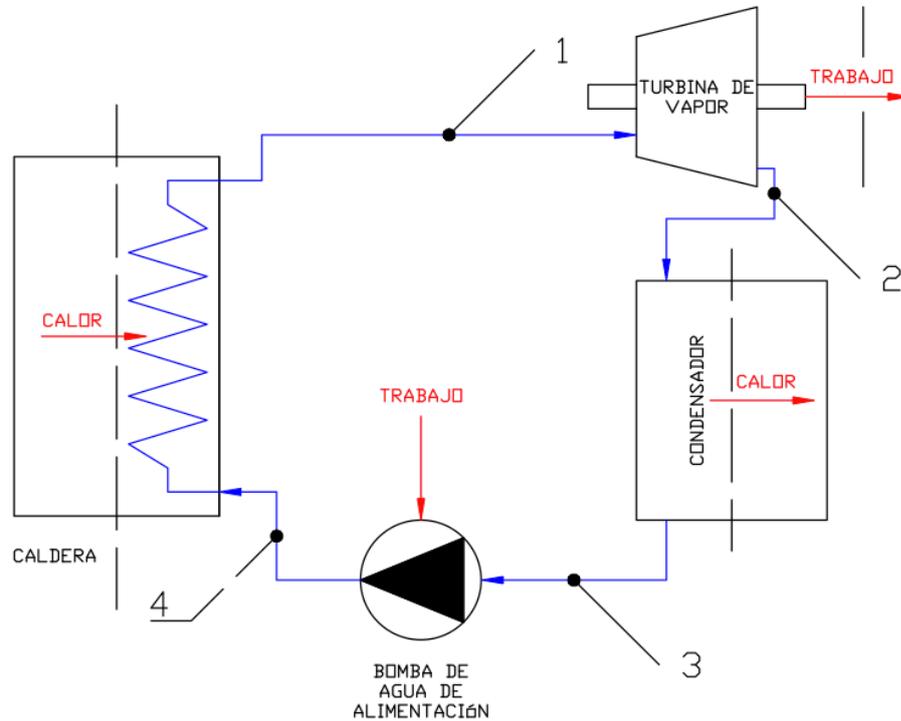


Imagen 1. 2: Equipos de una central térmica

Los equipos mostrados en la imagen 1.2 realizan una serie de procesos que cambian el estado del fluido de trabajo, evaporándolo y condensándolo alternativamente para conseguir la producción de potencia deseada. Los procesos que se llevan a cabo en cada equipo se indican a continuación:

Turbina:

En la turbina entra el vapor generado en la caldera en el estado 1, a alta presión y temperatura, y se expande a través de ella para mover el eje y producir trabajo. El vapor sale a baja presión y temperatura en el estado 2. Este estado normalmente suele resultar como mezcla bifásica, cuyos inconvenientes se explicarán más adelante.

Condensador:

En este equipo se transfiere el calor del vapor en estado 2 a la corriente de refrigeración del subsistema C. Así, el fluido de trabajo se condensa y se envía al siguiente equipo en forma de líquido saturado en el estado 3.

Bomba:

El líquido saturado en el estado 3 adquiere energía en forma de presión a su paso por la bomba, desde la presión del condensador a la presión más alta de la caldera, pasando a ser líquido subenfriado en el estado 4.

Caldera:

En la caldera se completa el ciclo termodinámico del ciclo de producción de potencia mediante vapor. El líquido subenfriado en el estado 4 absorbe calor procedente del subsistema B, calentándose hasta un estado de saturación y posteriormente evaporándose, hasta volver al estado inicial 1 como vapor saturado a alta presión y temperatura.

En resumen, se tienen los siguientes estados en el ciclo termodinámico descrito anteriormente:

Estado	Descripción
1	Vapor saturado a la entrada de la turbina de vapor
2	Mezcla bifásica a la entrada del condensador
3	Líquido saturado a la entrada de la bomba de agua de alimentación
4	Líquido subenfriado a la entrada de la caldera

Tabla 1. 1: Estados termodinámicos del ciclo de vapor

En definitiva, el fluido de trabajo realiza un ciclo termodinámico a su paso por los equipos para generar potencia mecánica en la turbina. Este ciclo termodinámico se denomina Ciclo Rankine y se pasa a describir a continuación.

1.2.3 Ciclo Rankine

En primer lugar se presenta el ciclo Rankine ideal, que es aquel en el que no existen irreversibilidades ni pérdidas de energía dentro del mismo, es decir, no se producen pérdidas de presión en la caldera ni en el condensador y los procesos en la turbina y en la bomba serán isoentrópicos.

Un proceso isoentrópico consiste en un proceso adiabático internamente reversible, es decir, un proceso que se desarrolla a entropía constante. Aunque hay que tener en cuenta que un proceso isoentrópico puede no ser adiabático. Un proceso adiabático es aquel que no intercambia energía en forma de calor con el entorno, y un proceso reversible es aquel en el que, una vez finalizado, es posible devolver el estado final al estado inicial sin un aporte adicional de energía, es decir, sin generar ningún efecto sobre los alrededores. En la imagen 1.3 se muestra el diagrama Temperatura – Entropía (Diagrama T-s) del ciclo Rankine ideal:

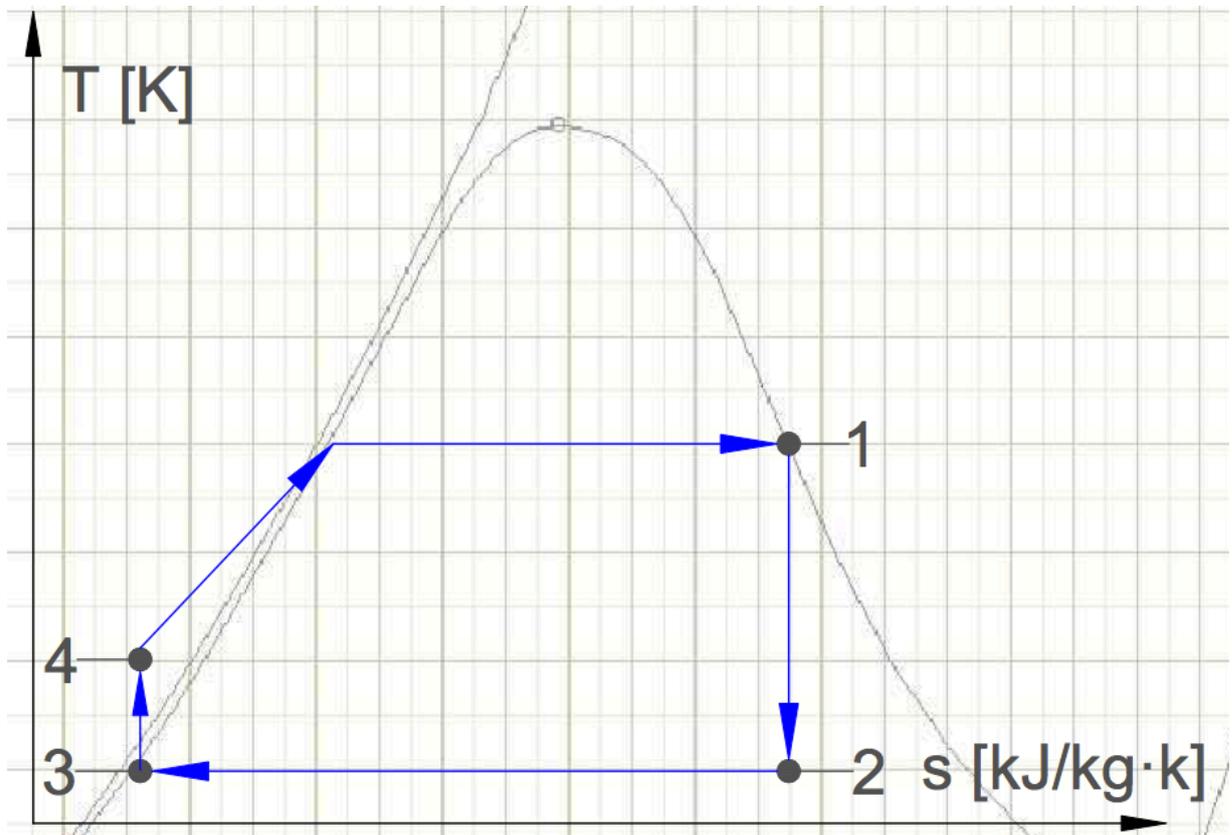


Imagen 1. 3: Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal

Y teniendo en cuenta los estados termodinámicos indicados en la tabla 1.1 se deduce que el fluido de trabajo realiza los siguientes procesos:

Proceso	Descripción
1→2	Expansión isoentrópica en la turbina de vapor
2→3	Condensación isobárica en el condensador
3→4	Compresión isoentrópica en la bomba de agua de alimentación
4→1	Evaporación isobárica en la caldera

Tabla 1. 2: Procesos en el ciclo Rankine ideal

En resumen, el Ciclo Rankine Ideal de producción de potencia mediante vapor está formado por cuatro equipos y cuatro procesos termodinámicos, en los que de forma alternativa se evapora y condensa el fluido de trabajo para generar potencia mecánica.

I.2.4 Irreversibilidades del Ciclo Rankine

En el ciclo Rankine ideal se ha considerado que no existen pérdidas de energía ni ningún tipo de irreversibilidades. Sin embargo, en dicho ciclo sí que existen pérdidas de energía e irreversibilidades asociadas a cada equipo, las cuales se exponen a continuación:

Turbina:

Se ha considerado que el vapor que atraviesa la turbina sufre una expansión isoentrópica, mientras que realmente a dicho proceso va asociado un incremento de entropía, por lo tanto el proceso de expansión de la turbina no es isoentrópico. En consecuencia, el trabajo desarrollado por el fluido a su paso por la turbina es menor que el trabajo que desarrollaría la misma turbina si ésta operara isoentrópicamente.

Bomba:

Al igual que en la turbina, el proceso que se desarrolla en la bomba se ha supuesto isoentrópico, pero en este proceso también va asociado un incremento en la entropía del fluido de trabajo. Por lo tanto, el proceso de compresión en la bomba tampoco es isoentrópico y en consecuencia el trabajo que es necesario suministrar a la bomba para realizar aportar presión al fluido es mayor que en el caso isoentrópico.

Éstos son procesos que sufren irreversibilidades internas, es decir, son procesos en los que las irreversibilidades ocurren dentro de las fronteras del volumen de control que se analiza. Pero en una central térmica de vapor la principal fuente de irreversibilidades tiene lugar en la combustión de los combustibles fósiles que tiene lugar en el subsistema C y las consecuentes pérdidas que se producen en la transferencia de energía en forma de calor de los gases de la

combustión al fluido de trabajo del ciclo de vapor. Este tipo de irreversibilidades realmente ocurren fuera del Ciclo Rankine, por lo que se denominan irreversibilidades externas.

Además de las pérdidas asociadas a procesos no isoentrópicos existen pérdidas de energía por el efecto del rozamiento en tuberías o debidas a imperfecciones en las instalaciones y configuraciones de los diferentes equipos. Este tipo de pérdidas se contabiliza como caídas de presión en equipos como la caldera o el condensador y se denominan pérdidas de carga, aunque se desprecia el efecto de la caída de presión en tuberías de conexión de equipos o en otros componentes que puedan formar parte de la instalación.

Finalmente, el diagrama T-s del ciclo Rankine real, es decir, teniendo en cuenta las irreversibilidades internas del ciclo y las pérdidas de carga, quedaría de la siguiente manera:

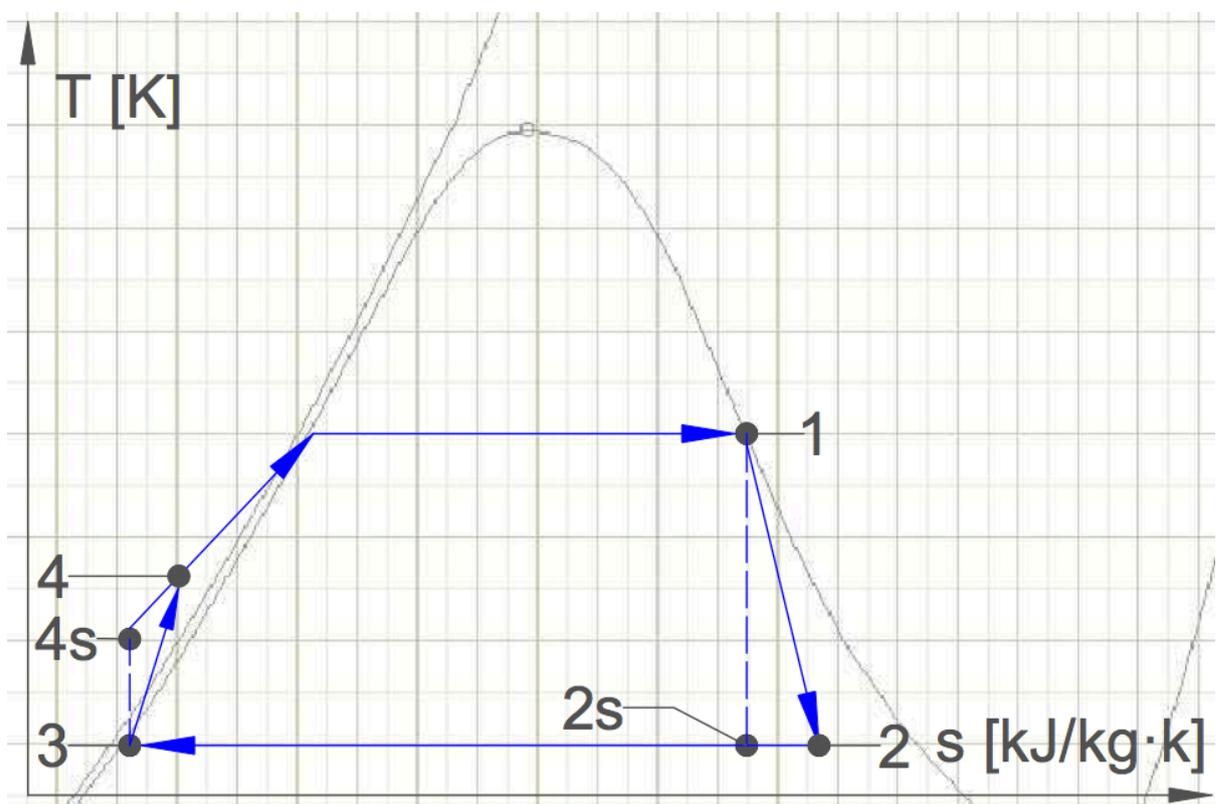


Imagen 1. 4: Diagrama T-s del ciclo Rankine real

En el diagrama representado en la imagen 1.4 se aprecia el incremento de entropía asociado a los procesos de expansión en la turbina y de compresión en la bomba. Se indican con el subíndice “s” los estados que son resultado de un proceso isoentrópico. En la siguiente tabla se resumen los procesos que tienen lugar en el ciclo Rankine con irreversibilidades:

Proceso	Descripción
1→2	Expansión con incremento de entropía en la turbina de vapor
2→3	Condensación con pérdidas de carga en el condensador
3→4	Compresión con incremento de entropía en la bomba de agua de alimentación
4→1	Calentamiento con pérdidas de carga en la caldera

Tabla 1. 3: Procesos en el ciclo Rankine real

1.2.5 Modificaciones del Ciclo Rankine

En una central térmica de producción de potencia mediante vapor se sigue en líneas generales el esquema básico del ciclo Rankine y se utilizan los equipos mostrados en la imagen 1.2, pero además se añaden una serie de modificaciones para mejorar el funcionamiento y el rendimiento del ciclo. En esta subsección se introducen las modificaciones que se utilizarán en la central de producción de potencia que se estudia en este trabajo.

Sobrecalentamiento:

Para mejorar el funcionamiento del ciclo se introduce el sobrecalentamiento. Consiste en aportar energía adicional en forma de calor al vapor saturado en el estado 1 para llevarlo a un estado de vapor sobrecalentado en estado 1b. Para ello se añade una etapa de sobrecalentamiento a la caldera. Con esta modificación conseguimos aumentar el rendimiento térmico del ciclo ya que aumentamos la temperatura media de absorción de calor. Además, conseguimos aumentar el título de vapor del estado 2 a la salida de la turbina, por lo que evitamos el problema de tener mezcla bifásica con bajo título en los últimos álabes de la misma. En la siguiente 1.5 se muestran los efectos de añadir sobrecalentamiento en el Ciclo Rankine.

Recalentamiento:

Otra de las modificaciones que se utiliza en las centrales térmicas de vapor es el recalentamiento. Éste consiste en expandir el vapor en una primera etapa en la turbina hasta una presión determinada entre la presión de la caldera y la presión del condensador, indicado en la imagen 1.5 como estado 2. A continuación este vapor a presión intermedia se deriva a la caldera donde es recalentado hasta una determinada temperatura en el estado indicado como 2b. Por último se expande el vapor en la segunda etapa de la turbina hasta la presión del

condensador, en el estado indicado como 2c. Al igual que el sobrecalentamiento, la principal ventaja de esta modificación es aumentar el título de vapor a la salida de la turbina. Además, al existir dos etapas de expansión en la turbina, se consigue aumentar el trabajo desarrollado por la misma, aunque también se debe contabilizar el calor que es necesario transferir al fluido de trabajo en la etapa de recalentamiento. En la imagen 1.5 se muestra el Diagrama T-s con las modificaciones de sobrecalentamiento y Recalentamiento:

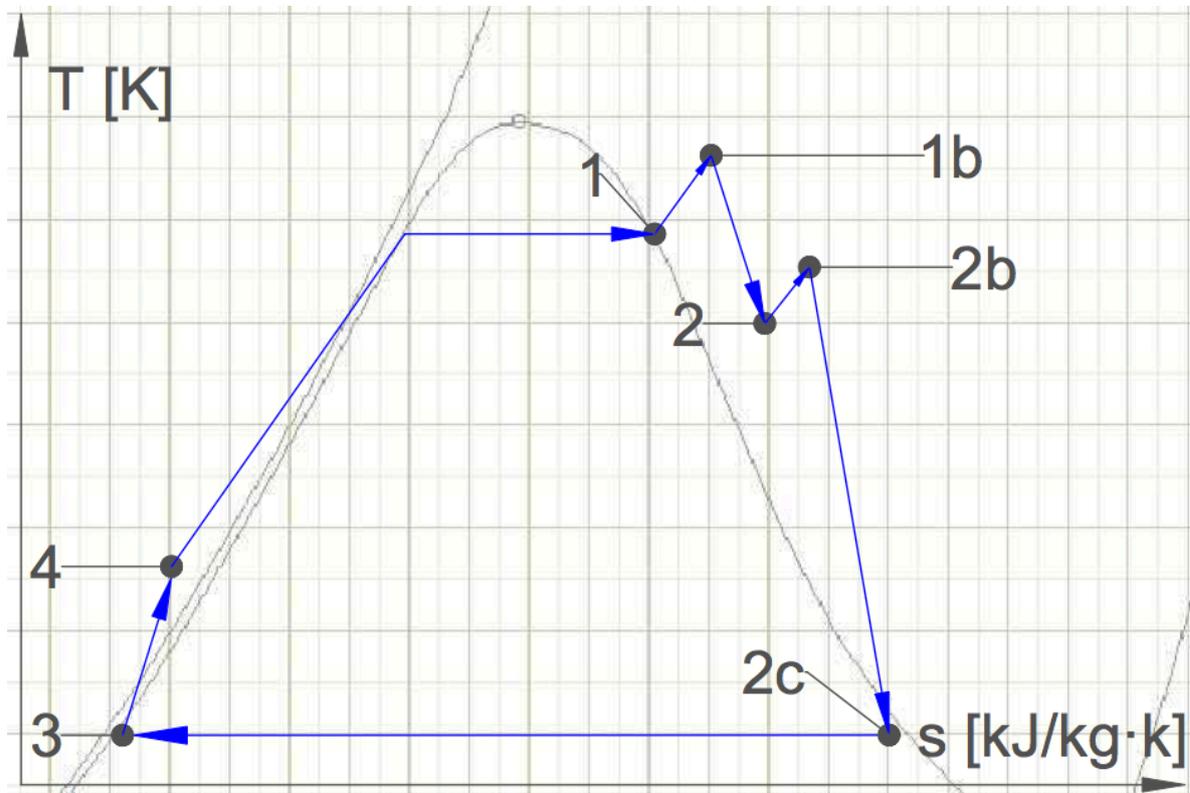


Imagen 1. 5: Diagrama T-s del ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento

Hay que tener en cuenta que en la etapa de recalentamiento, tal y como se ha explicado en la subsección I.2.4, deben existir pérdidas de energía asociadas al efecto del rozamiento en las tuberías de la caldera y a otros factores. Estas pérdidas de energía también se contabilizan como pérdidas de presión.

Calentador Abierto del Agua de Alimentación:

Para mejorar el rendimiento del ciclo se introduce el ciclo de potencia regenerativo, que consiste en el precalentamiento regenerativo del agua de alimentación y lo que se intenta es precalentar el agua de alimentación antes de introducirla en la caldera, para así aumentar la temperatura media de absorción de calor. En la central de producción de potencia en estudio se utiliza un calentador abierto, o lo que es lo mismo, un intercambiador de calor de contacto

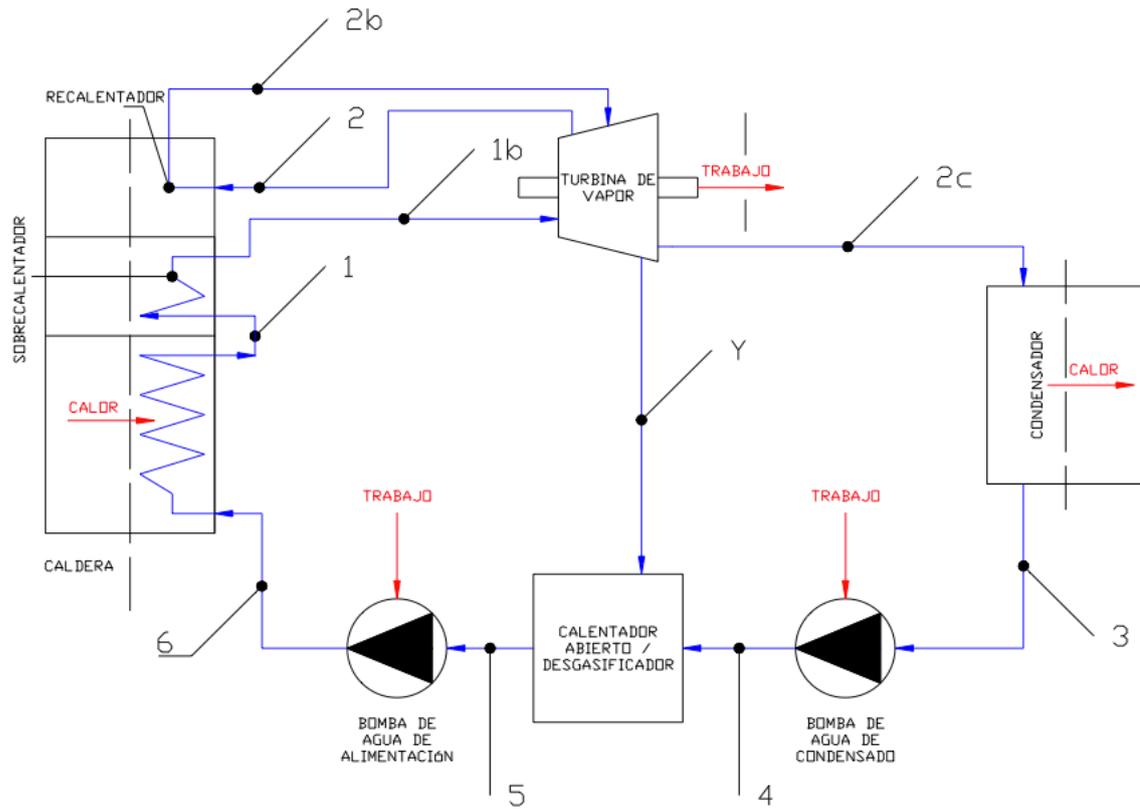


Imagen 1. 7: Equipos de una central térmica con sobrecalentamiento, recalentamiento y desgasificador

Cuando en las centrales térmicas existe un calentador abierto del agua de alimentación que opera a una presión superior a la presión atmosférica, se le denomina como desgasificador. En este equipo, aparte de realizar la función de precalentamiento de un calentador abierto, se utiliza para evacuar del ciclo el oxígeno y otros gases que se podría haber disuelto durante las otras etapas del mismo. Este proceso es necesario para mantener la pureza del ciclo y evitar la corrosión en mayor medida [Moran, Shapiro, 2004].

Por último, en la siguiente tabla se indican los estados que aparecen en el Ciclo Rankine teniendo en cuenta las modificaciones explicadas en esta subsubsección y los procesos termodinámicos que tienen lugar en el mismo:

Proceso	Descripción
1→1b	Sobrecalentamiento en la caldera, de vapor saturado a vapor sobrecalentado
1b→2	Primera etapa de expansión en la turbina de vapor
2→2b	Recalentamiento en la caldera, aumento de la temperatura
2b→2c	Segunda etapa de expansión en la turbina de vapor

2c→3	Condensación en el condensador
3→4	Compresión en la bomba de condensado
4→5	Calentamiento y desgasificación en el calentador abierto
Y→5	Extracción de vapor en la turbina de vapor
5→6	Compresión en la bomba de agua de alimentación
6→1	Evaporación en la caldera

Tabla 1. 4: Procesos en el ciclo Rankine con sobrecalentamiento, recalentamiento y desgasificador

Una vez explicado el ciclo de producción de potencia mediante vapor, en la siguiente subsección se pasa a explicar el siguiente ciclo que se estudia en este trabajo: el ciclo de producción de potencia mediante gas.

I.3 Producción de potencia mediante turbina de gas

I.3.1 Introducción

La producción de potencia mediante gas se lleva a cabo en centrales eléctricas con turbinas de gas. Éstas son más ligeras y compactas que las centrales de producción de potencia mediante vapor por lo que se utilizan no solamente en instalaciones fijas sino también en instalaciones móviles, como en transportes aéreos.

I.3.2 Equipos

Las instalaciones de producción de potencia mediante gas están formadas principalmente por tres equipos: un compresor de aire, una cámara de combustión y una turbina de gas. Al conjunto de los tres equipos se le denomina como Motor Turbina de Gas. Estos equipos pueden operar como un sistema abierto o cerrado; en este trabajo se operará con la configuración de sistema abierto, que es el tipo de configuración que se utiliza a nivel comercial en el tipo de instalaciones objeto de este trabajo. En la imagen 1.8 se muestra el esquema de los equipos que conforman dicho sistema:

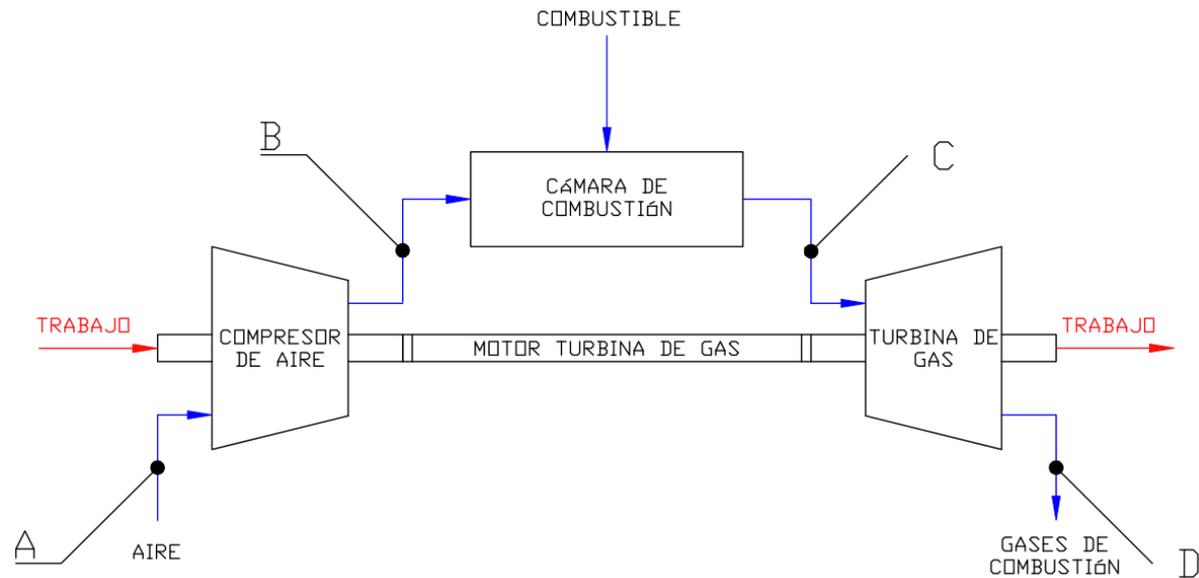


Imagen 1. 8: Equipos de un motor turbina de gas

En este tipo de instalaciones el fluido de trabajo del compresor es aire el cual reacciona con un determinado combustible en la cámara de combustión y los gases producto de la combustión se aprovechan para producir potencia mecánica en la turbina de gas. A continuación se explica el funcionamiento de cada uno de estos equipos:

Compresor de Aire:

Al compresor de aire entra aire en condiciones atmosféricas en el estado A y se comprime hasta alta presión en el estado B.

Cámara de Combustión:

A la cámara de combustión entra aire comprimido en el estado B y reacciona con un determinado combustible, produciéndose entonces la combustión en la que se generan gases de combustión a alta temperatura en el estado C.

Turbina de Gas:

Los gases de combustión en el estado C entran en la turbina de gas y se expanden hasta descargarse al ambiente a presión atmosférica en el estado D. De esta forma se genera potencia mecánica, de la cual parte se aprovecha para mover el compresor y el resto se aprovecha para, en este caso, generar energía mecánica que posteriormente se transformará en energía eléctrica.

En definitiva, en el ciclo de operación de un motor turbina de gas el fluido de trabajo desarrolla cuatro estados termodinámicos. En la tabla 1.5 se resumen dichos estados:

Estado	Descripción
A	Aire en condiciones atmosféricas
B	Aire comprimido
C	Gases productos de la combustión a alta temperatura y presión
D	Gases productos de la combustión a la salida del motor turbina de gas

Tabla 1. 5: Estados termodinámicos del ciclo de gas

I.3.3 Ciclo Brayton de Aire – Estándar

Para explicar la operación de un motor turbina de gas de ciclo abierto se utiliza el ciclo termodinámico Brayton, aunque se debe tener en cuenta que un motor turbina de gas no opera bajo un ciclo termodinámico. Es decir, el ciclo Brayton se utiliza como referencia para explicar el modo de operar del motor turbina de gas. Dicho ciclo se toma como el ciclo Brayton de idealización aire – estándar. En este tipo de análisis se considera que el fluido de trabajo es aire, el cual se comporta como gas ideal, y que la elevación de temperatura que debe conseguirse del estado B al estado C no se produce como consecuencia de la reacción química en la cámara de combustión, sino que se produce como efecto de un aporte de energía en forma de calor de una fuente externa. Además, se considera que el aire que sale de la turbina en el estado D vuelve a alcanzar la temperatura y presión del estado A una vez que interacciona con el ambiente, para así cerrar el ciclo de operación. Siguiendo los diferentes procesos del aire se obtiene el ciclo Brayton ideal de aire – estándar, que al igual que en el ciclo Rankine ideal se supone sin pérdidas de energía ni irreversibilidades internas. Dicho ciclo se representa en el siguiente diagrama T-s:

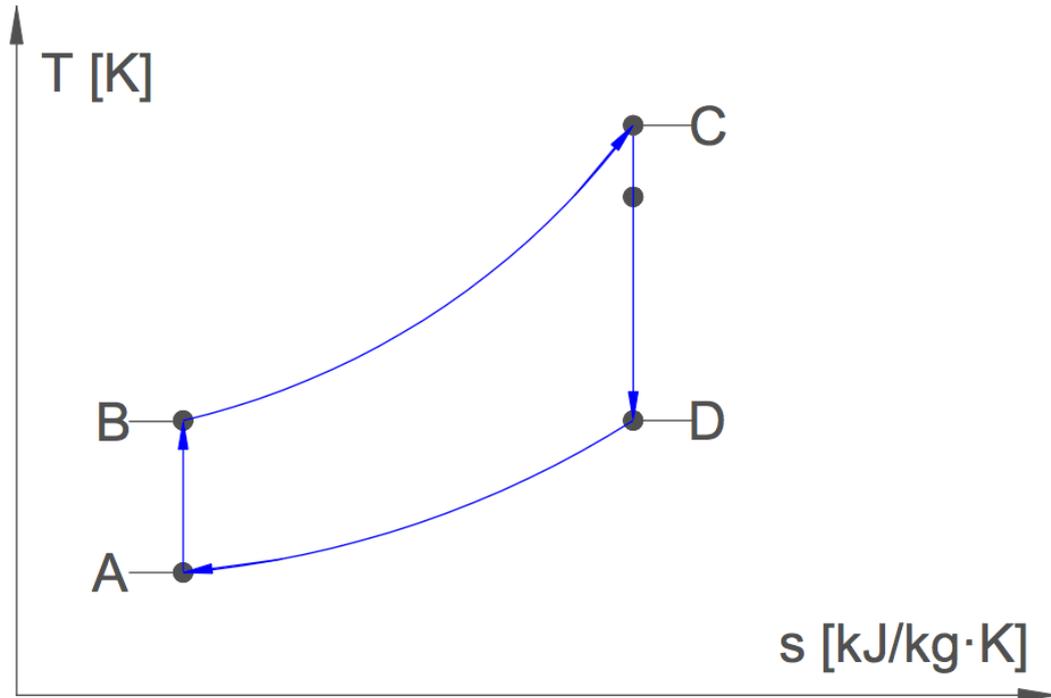


Imagen 1. 9: Diagrama T-s del ciclo Bryton ideal

Atendiendo al diagrama T-s de la imagen 1.9 y a los estados termodinámicos de la tabla 1.5, se concluye que en el ciclo Brayton ideal para el modelo aire – estándar se desarrollan los siguientes procesos termodinámicos:

Proceso	Descripción
A→B	Compresión isentrópica en el compresor de aire
B→C	Calentamiento a presión constante
C→D	Expansión isentrópica en la turbina de gas
D→A	Enfriamiento a presión constante

Tabla 1. 6: Procesos termodinámicos en el ciclo Brayton ideal

El modelo de aire – estándar se ha utilizado en esta subsección para explicar el ciclo termodinámico en el que opera un motor turbina de gas, pero en las subsecciones que siguen se utiliza el ciclo de operación abierto convencional explicado en la subsección I.3.2, en el que el aire reacciona en la cámara de combustión con un determinado combustible para generar los correspondientes productos de combustión.

I.3.4 Irreversibilidades en un Motor Turbina de Gas

Al igual que en los ciclos de producción de potencia mediante vapor, en el ciclo de producción de potencia mediante gas existen una serie de irreversibilidades que producen una determinada reducción de la eficiencia termodinámica del proceso. A continuación se comentan las principales irreversibilidades que presenta el ciclo en cuestión:

Compresor de Aire:

En el compresor de aire se ha supuesto una compresión isoentrópica; sin embargo, en el proceso de compresión se produce un aumento de la entropía del fluido, por lo tanto la compresión no puede ser isoentrópica. Esto hace que el trabajo suministrado al compresor en el caso real deba ser mayor que en el proceso isoentrópico.

Cámara de Combustión:

Debido a las reacciones que tienen lugar en la cámara se producen pérdidas de energía que se contabilizan como pérdidas de presión. Por lo tanto la presión de los gases de combustión en el estado C será algo menor que la presión del aire comprimido en el estado B.

Turbina de Gas:

En la turbina de gas se ha supuesto una expansión isoentrópica, sin embargo en el proceso de expansión se produce un aumento de la entropía del fluido, por lo tanto el proceso no se puede realizar de forma isoentrópica. Esto implica que el trabajo desarrollado por la turbina es menor que en el proceso isoentrópico.

De esta forma el Diagrama T-s de un Ciclo Brayton Real con irreversibilidades queda de la siguiente manera:

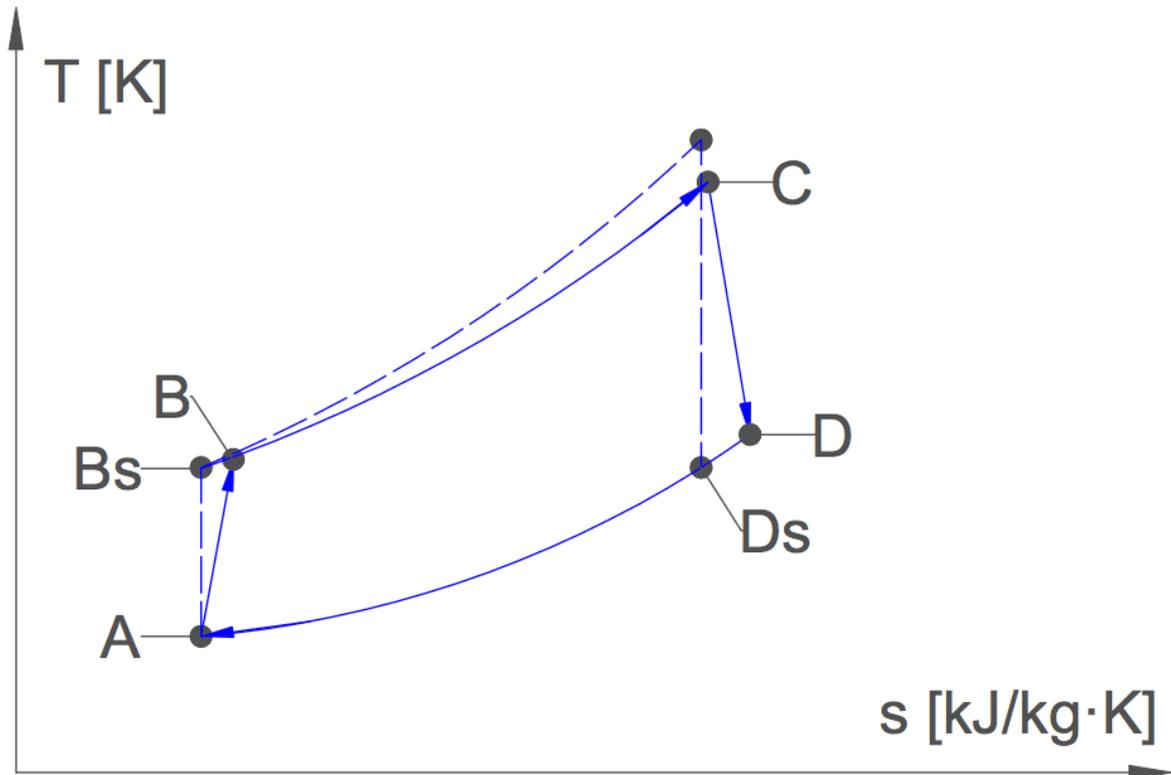


Imagen 1. 10: Diagrama T-s del ciclo Bryton real

Nótese que en el diagrama T-s representado en la imagen 1.10 se ha eliminado el proceso de enfriamiento del estado D al estado A, a diferencia del diagrama T-s representado en la imagen 1.9. Esto se debe a que, como ya se ha indicado en la subsubsección I.3.2, el análisis del motor turbina de gas se realiza en este trabajo como un ciclo de operación abierto en el que el aire reacciona con un combustible para generar productos de combustión. De esta forma, los gases de combustión en el estado D son expulsados a la atmósfera y no son redirigidos a la entrada del compresor de aire en el estado A.

En la siguiente subsección se presenta la unión de un ciclo de producción de potencia mediante vapor y un ciclo de producción de potencia mediante gas: el ciclo combinado gas – vapor.

I.4 Ciclo Combinado Gas-Vapor:

I.4.1 Introducción

Un ciclo combinado consiste en la unión de dos sistemas de producción de potencia. Uno de ellos aprovecha parte del calor generado en el otro para utilizarlo como la fuente de energía necesaria para operar. En este trabajo se estudia como ciclo combinado la unión de un ciclo de producción de potencia mediante vapor y un ciclo de producción de potencia mediante gas,

en el que se aprovecha la salida de los gases de combustión a alta temperatura para generar el vapor necesario para el ciclo de producción de potencia mediante vapor. En este apartado se explica la configuración del ciclo combinado y sus principales características.

I.4.2 Configuración del Ciclo Combinado

Las centrales de producción de potencia mediante vapor y de producción de potencia mediante gas se acoplan para formar un ciclo combinado tal y como se representa en la imagen 1.11. Nótese que en dicha imagen se ha eliminado la representación de la etapa de recalentamiento y sobrecalentamiento a diferencia de la imagen 1.7, para simplificar el esquema. Atendiendo a la imagen 1.11 los gases de combustión del ciclo de gas, que salen de la turbina de gas a alta temperatura, se hacen pasar por una caldera en la que se genera el vapor necesario para producir potencia en el ciclo de vapor.

En resumen, un ciclo combinado gas-vapor consiste en la unión de un ciclo de gas y un ciclo de vapor, en el que se aprovecha la alta temperatura de los gases de escape de la turbina de gas para transferir calor en la caldera de recuperación al fluido de trabajo del ciclo de vapor.

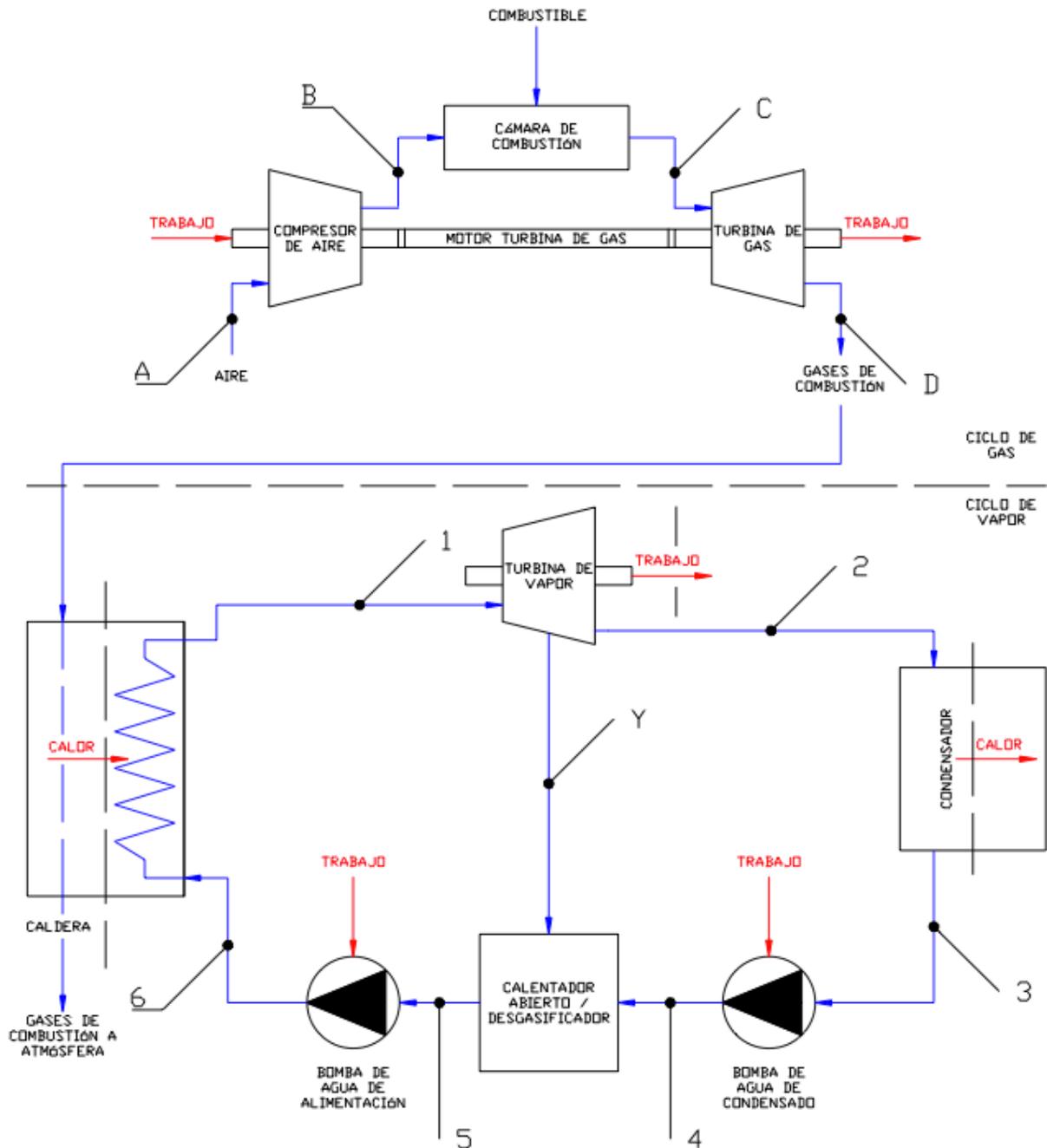


Imagen 1. 11: Central de ciclo combinado gas - vapor

I.4.3 Caldera de Recuperación

La caldera de recuperación es el elemento indispensable en un ciclo combinado ya que actúa como nexo de unión entre los dos ciclos que lo forman. En el ciclo combinado gas – vapor se utiliza una caldera especial para transferir calor de los gases de escape del ciclo de gas al agua de alimentación del ciclo de vapor. Esta caldera, denominada caldera de recuperación es, en definitiva, un intercambiador de calor en el que los gases de escape circulan en una dirección y el fluido de trabajo del ciclo de vapor circula en dirección

contraria por una serie de tubos. A medida que el fluido de trabajo del ciclo de vapor sigue su recorrido se evapora hasta la temperatura deseada para la entrada de la turbina del ciclo de vapor. En la imagen 1.12 se muestra el esquema de una caldera de recuperación básica y sus diferentes componentes:

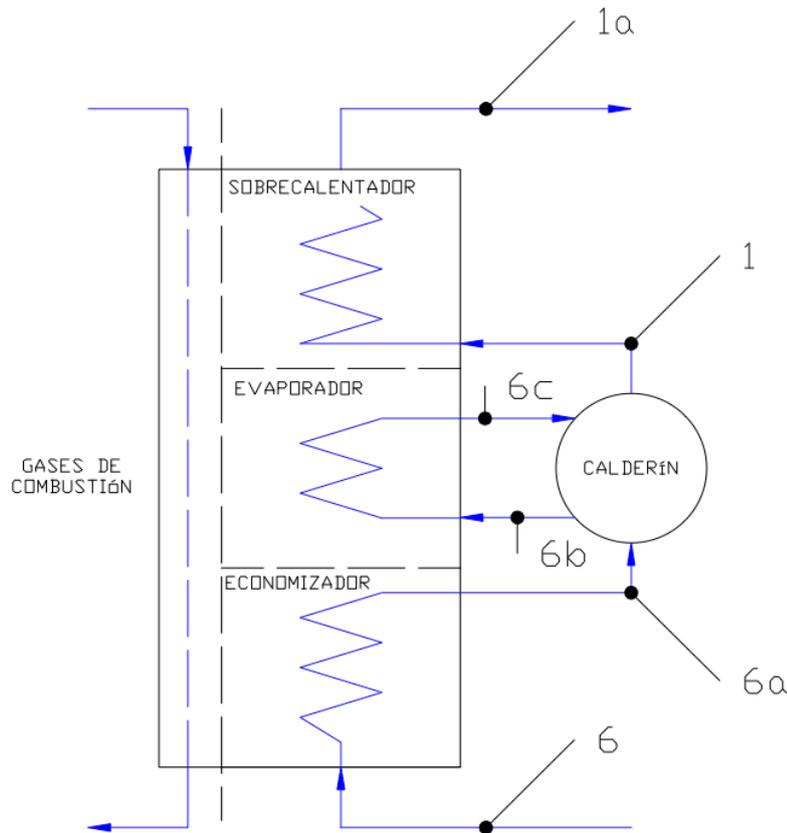


Imagen 1. 12: Componentes de una caldera de recuperación

Según se muestra en la imagen 1.12 una caldera de recuperación está formada por cuatro componentes diferentes: economizador, evaporador, sobrecalentador y calderín. El funcionamiento de cada uno de ellos se explica brevemente a continuación:

Economizador:

En la primera etapa de la caldera de recuperación se precalienta el fluido de trabajo desde el estado 6 hasta el estado 6a, según se indica en el diagrama T-s de la imagen 1.13. El estado 6 es líquido subenfriado a la salida de la bomba de agua de alimentación, mientras que el estado 6a es líquido subenfriado a la salida del economizador y entrada al calderín. Por lo tanto, en el economizador no se cambia el estado del fluido de trabajo sino que solamente se aumenta su temperatura.

Evaporador:

En el evaporador, como su propio nombre indica, se produce la etapa de evaporación en la que el fluido de trabajo pasa del estado de líquido saturado 6b al estado de vapor saturado 6c. Por lo tanto en el evaporador se produce un cambio de fase del fluido de trabajo.

Sobrecalentador:

Atendiendo a las modificaciones introducidas en la subsubsección I.2.5, en la etapa de sobrecalentamiento en la caldera de recuperación se consigue aumentar la temperatura del vapor saturado en el estado 1 hasta un estado de vapor sobrecalentado en el estado 1a.

Calderín:

El calderín actúa como elemento de separación de los diferentes estados que presenta el fluido de trabajo en la caldera de recuperación. A éste entra líquido subenfriado en el estado 6a y solamente permite la salida de líquido saturado en el estado 6b para la entrada en el evaporador. Así mismo, entra vapor saturado en el estado 6c y solamente permite la entrada de vapor saturado en el estado 1 al sobrecalentador.

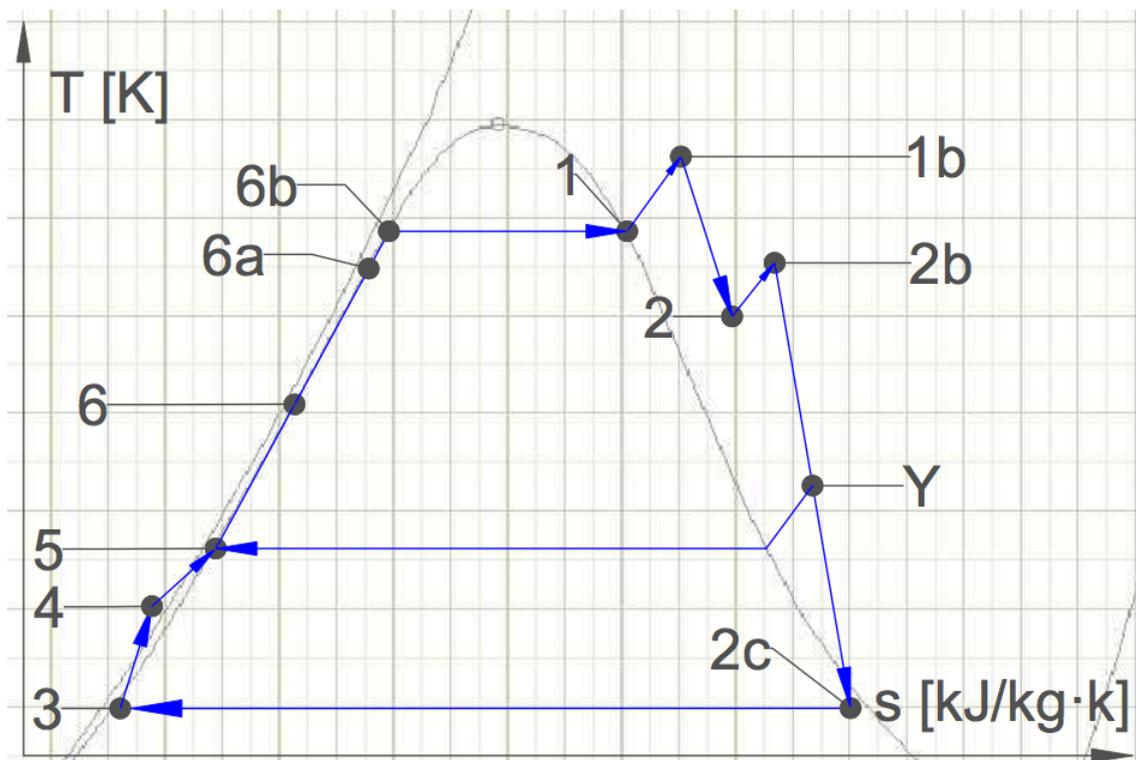


Imagen 1. 13: Diagrama T-s con los estados termodinámicos de la caldera de recuperación

En la imagen 1.13 se representa el diagrama T-s con los estados termodinámicos que intervienen en la caldera de recuperación. En un diagrama de este tipo, los estados

representados en la zona de líquido subenfriado varían muy poco sus propiedades, por lo que si se representase su ubicación real dentro del diagrama se haría imposible distinguirlos. Por ello, se ha “exagerado” la representación de los estados 6, 6a y 6b en la imagen 1.13 para poder distinguirlos con claridad. En definitiva, en una caldera de recuperación convencional se presentan los siguientes estados termodinámicos:

Estado	Descripción
6	Líquido subenfriado a la entrada del economizador
6a	Líquido subenfriado a la salida del economizador, entrada del calderín
6b	Líquido saturado a la salida del calderín, entrada al evaporador
6c ≡ 1	Vapor saturado a la salida del evaporador, entrada al sobrecalentador
1a	Vapor sobrecalentado a la salida del sobrecalentador

Tabla 1. 7: Estados termodinámicos en la caldera de recuperación

A efectos prácticos, según se indica en la tabla anterior, los estados 6c y 1 son en realidad el mismo estado ya que ambos se suponen como vapor saturado. Por lo tanto, aunque se distinguen en la representación en el diagrama T-s de la imagen 1.13, en los análisis que se plantean en las secciones siguientes ambos estados poseen las mismas propiedades termodinámicas.

I.4.4 Perfil de Temperaturas

Una de las herramientas más importantes para definir y entender las interacciones que se producen en la caldera de recuperación entre los gases de combustión y el agua de alimentación es el perfil de temperaturas. En él se representa la temperatura del fluido de trabajo frente a la energía transferida de los gases de combustión al agua de alimentación. A continuación se muestra el perfil de temperaturas de una caldera de recuperación tradicional simple, como la representada en la imagen 1.12:

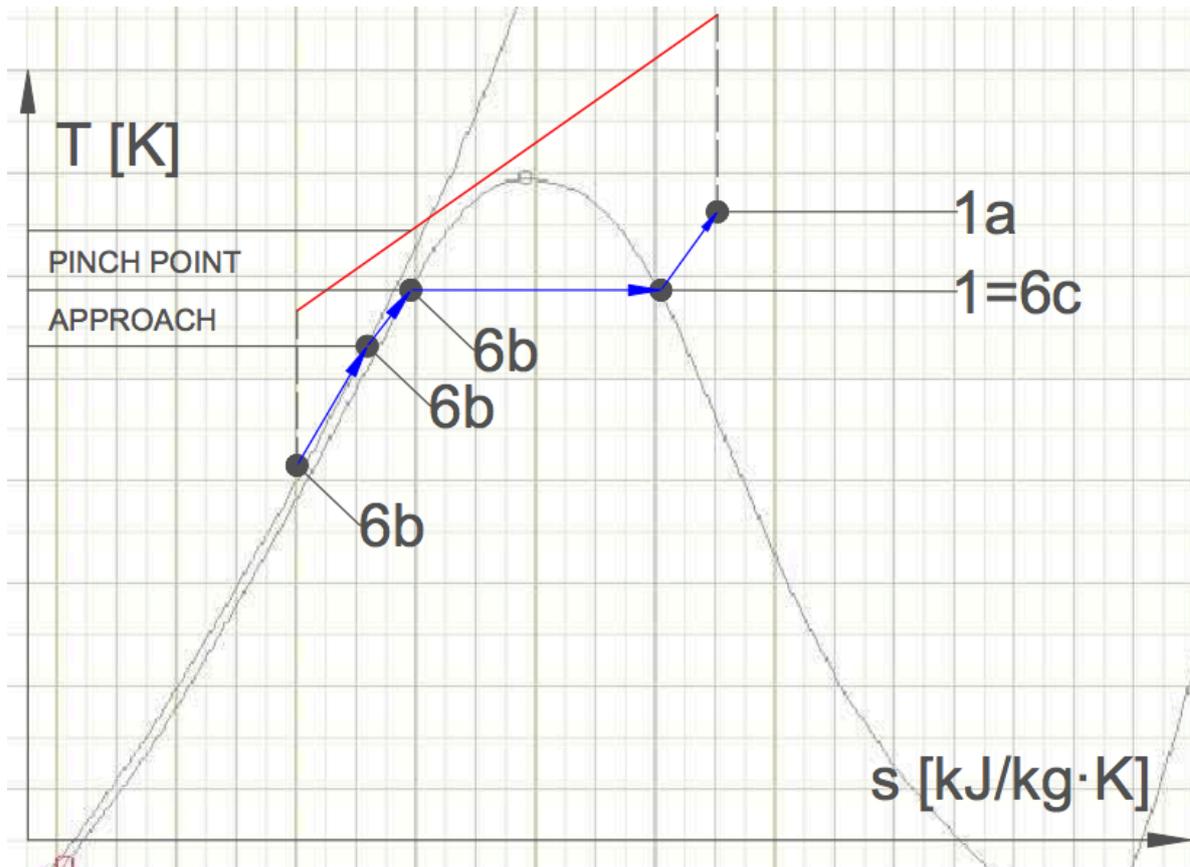


Imagen 1. 14: Perfil de temperaturas en la caldera de recuperación

Se observa que en los procesos de evaporación se realiza una transferencia de energía pero no se produce un cambio en la temperatura del agua de alimentación, ya que se trata de un cambio de fase, de estado líquido a estado gaseoso.

A partir del perfil de temperaturas de la imagen 1.14 se introducen dos conceptos: *Pinch Point* y *Approach*. El Pinch Point se define como la diferencia de temperaturas que existe entre los gases de escape y el agua de alimentación en forma de líquido saturado a la salida del calderín y entrada al evaporador. Mientras que el Approach se define como la diferencia de temperaturas entre el agua de alimentación en forma de líquido saturado a la salida del calderín y el agua de alimentación a la salida del economizador en forma de líquido subenfriado [Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006].

I.4.5 Ventajas del Ciclo Combinado:

Los ciclos combinados se diseñan buscando una principal ventaja: aumentar la eficiencia. Si se tuvieran ciclos separados se necesitaría una fuente de calor externa para evaporar el fluido de trabajo en el ciclo de vapor y otra fuente externa de calor para la combustión de los gases en el ciclo de gas. Con el ciclo combinado se consigue eliminar la fuente de calor

externa del ciclo de vapor aprovechando la alta temperatura de los gases de escape en el ciclo de gas.

I.5 Balance de Masa, Energía y Exergía

I.5.1 Introducción

Para resolver los análisis que se plantean en este trabajo es necesario emplear una serie de herramientas y conceptos que modelan las interacciones que aparecen en los diferentes equipos de la instalación. En esta subsección se introducen dichos conceptos.

I.5.2 Volumen de Control

Cuando se analiza un sistema hay que diferenciar entre sistema cerrado y volumen de control. En un sistema cerrado la cantidad de materia que se analiza es fija, mientras que en un volumen de control puede existir una variación de masa, es decir, aparecen flujos que atraviesan la región del espacio que se analiza.

Los equipos que se analizan en este trabajo se tratarán en todos los casos como volúmenes de control, es decir, se tratan como regiones del espacio cerrados por unos límites denominados fronteras, a través de las cuales existen flujos de materia de entrada y de salida.

En la imagen 1.15 se muestra como ejemplo la definición de volumen de control para un compresor, cuyos límites aparecen señalados por la línea discontinua que representa la frontera:

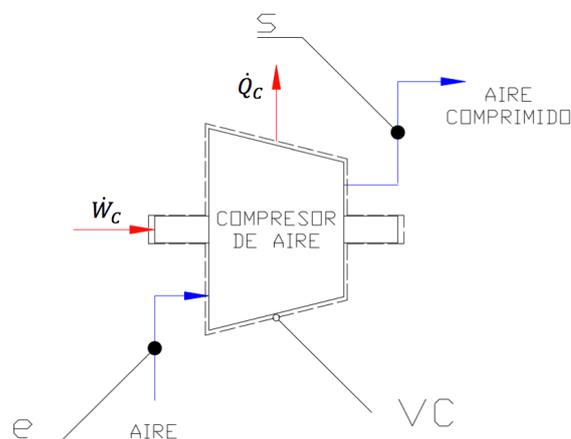


Imagen 1. 15: Transferencias de masa y energía en un compresor

En este documento se representa el volumen de control de un determinado equipo con una línea discontinua y aparece señalado con las sigas “VC”, tal y como se muestra en la imagen 1.15. Según se puede observar, existe un flujo de aire de entrada que atraviesa la frontera o

superficie de control del volumen de control del compresor, y existe otro flujo de aire de salida que atraviesa dicha frontera en otro punto del volumen de control.

El concepto de volumen de control se hace necesario para comprender los balances de masa, energía y exergía que se introducen a continuación.

1.5.3 Balance de Masa en Volúmenes de Control

El balance de masa de un volumen de control contabiliza o evalúa la cantidad de materia por unidad de tiempo que atraviesa la frontera de dicho volumen de control. Se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{dm_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

Donde cada término de la ecuación anterior expresa lo siguiente:

$\frac{dm_{vc}(t)}{dt}$: variación de la masa contenida en el volumen de control con respecto al tiempo.

$\sum_e \dot{m}_e$: flujo másico total de entrada al volumen de control en el instante t .

$\sum_s \dot{m}_s$: flujo másico total de salida del volumen de control en el instante t .

Un flujo másico simboliza la cantidad de materia por unidad de tiempo que atraviesa el volumen de control:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{m_e}{\Delta t} = \dot{m}_e$$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{m_s}{\Delta t} = \dot{m}_s$$

Las dos expresiones anteriores representan el flujo másico de entrada y de salida, respectivamente. Si aplicamos lo explicado anteriormente a un compresor, atendiendo a la imagen 1.15, el balance de masa queda de la siguiente manera:

$$\frac{dm_{vc}(t)}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s$$

Ya que en este caso solamente existe un flujo másico que entre al volumen de control y otro flujo másico que salga del volumen de control.

I.5.4 Balance de Energía en Volúmenes de Control

El balance de energía de un volumen de control contabiliza o evalúa la cantidad de energía por unidad de tiempo que atraviesa la frontera de dicho volumen de control. Se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{dE_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{E}f_e - \sum_s \dot{E}f_s \pm \dot{W}_{vc} \pm \dot{Q}_{vc}$$

Donde cada término de la ecuación anterior indica lo siguiente:

$\frac{dE_{vc}(t)}{dt}$: velocidad de variación de la energía contenida en el volumen de control en el instante t .

$\sum_e \dot{E}f_e$: energía asociada al flujo másico total de entrada al volumen de control en el instante t .

$\sum_s \dot{E}f_s$: energía asociada al flujo másico total de salida del volumen de control en el instante t .

La energía asociada a un flujo másico se puede expresar como el producto del caudal másico y la energía total que posee dicho flujo másico, según se expresa a continuación:

$$\dot{E}f = \dot{m} \left[u + p v + \frac{c^2}{2} + g z \right]$$

Donde:

u : energía interna del flujo.

$p v$: término asociado a la energía de presión del flujo, E_v .

$\frac{c^2}{2}$: término asociado a la energía cinética del flujo, E_c .

$g z$: término asociado a la energía potencial del flujo, E_p .

\dot{W}_{vc} : flujo de energía transferida mediante trabajo a través de la frontera del volumen de control en el instante t .

\dot{Q}_{vc} : flujo de energía transferida mediante calor a través de la frontera del volumen de control en el instante t .

Por lo tanto, conociendo los valores correspondientes a cada uno de los términos anteriores, es posible calcular las transferencias de energía que se producen entre el volumen

de control y el entorno. A continuación se muestra como ejemplo cómo se desarrolla el balance de energía tomando como volumen de control el compresor de la imagen 1.15:

$$\frac{dE_{vc}(t)}{dt} = \left. \dot{m} \left[u + p v + \frac{c^2}{2} + g z \right] \right|_e - \left. \dot{m} \left[u + p v + \frac{c^2}{2} + g z \right] \right|_s + \dot{W}_c - \dot{Q}_c$$

Donde se tiene la energía asociada al flujo másico de entrada, menos la energía asociada al flujo másico de salida, más el trabajo consumido por el compresor más el calor disipado por el compresor.

1.5.5 Balance de Exergía en Volúmenes de Control

Antes de explicar el balance de exergía para un volumen de control conviene explicar el concepto de exergía. Los estudios de exergía o de disponibilidad sirven para determinar en qué equipos o partes de una instalación se utilizan con mayor o menor efectividad los recursos energéticos disponibles.

Cuando dos sistemas con distintos estados entran en contacto, tienden a alcanzar el equilibrio, y durante el proceso que surge al intentar alcanzar dicho equilibrio se puede producir trabajo. Uno de esos dos sistemas es un sistema ideal al que se denomina como ambiente de referencia para la exergía, y el otro sistema es el sistema en estudio. El máximo trabajo teórico que puede obtenerse de su interacción mutua hasta alcanzar el equilibrio es la exergía [Moran, Shapiro, 2004].

Por lo tanto, es necesario definir el ambiente de referencia para la exergía. Éste se considera como una porción del entorno que rodea al sistema en estudio y cuyas propiedades intensivas no se ven alteradas por la interacción con el sistema. Para caracterizar el ambiente de referencia se considera un sistema simple compresible que siempre se mantiene a temperatura y presión constantes, en este trabajo en concreto se toman los siguientes valores para dichas propiedades:

$$\text{Ambiente de Referencia: } \begin{cases} T_0 = 288,15 \text{ K} \\ p_0 = 1,01325 \text{ bar} \end{cases}$$

El ambiente de referencia se utiliza para referirse a la componente física de la exergía, y no para la química. La diferencia entre estas dos componentes se explica más adelante. En definitiva, la exergía de un sistema es el máximo trabajo que se puede desarrollar cuando un sistema cerrado evoluciona hacia el equilibrio por su interacción con el ambiente de referencia. En los procesos termodinámicos que operan en condiciones reales parte de esta exergía o trabajo máximo se destruye o se pierde por causa de las irreversibilidades presentes

en un sistema, y es por esto que se utiliza para determinar la eficacia con la que se emplean los recursos energéticos en las instalaciones de potencia. A la exergía que se destruye durante un proceso termodinámico se le denomina como destrucción de exergía y da una medida del trabajo que se ha desperdiciado durante dicho proceso. Uno de los objetivos principales del presente trabajo es estudiar la destrucción de exergía en los diferentes equipos de una central de ciclo combinado y evaluar las consecuencias de las diferentes modificaciones que se plantean a lo largo de este documento.

Finalmente, el balance de exergía de un volumen de control contabiliza o evalúa la cantidad de exergía por unidad de tiempo que se acumula en dicho volumen de control. Dicho balance de exergía se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{dA_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{A}f_e - \sum_s \dot{A}f_s \pm \dot{A}_W \pm \dot{A}_Q - \dot{A}_D$$

Donde cada término de la ecuación anterior indica lo siguiente:

$\frac{dA_{vc}(t)}{dt}$: variación de exergía contenida en el volumen de control por unidad de tiempo.

$\sum_e \dot{A}f_e$: exergía asociada al flujo másico total de entrada al volumen de control por unidad de tiempo.

$\sum_s \dot{A}f_s$: exergía asociada al flujo másico total de salida del volumen de control por unidad de tiempo.

La exergía asociada a un flujo másico se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{A}f = \dot{m} a$$

Siendo:

a : exergía específica de flujo, que está formada por dos componentes: la componente termomecánica o física de la exergía (a_f) y la componente química de la exergía (a_q), según la siguiente expresión:

$$a = a_f + a_q$$

Al comienzo de esta subsubsección se ha explicado teóricamente el concepto de exergía termomecánica o física, mientras que el concepto de exergía química se explicará más adelante en este mismo apartado. Para la explicación presente se obvia la componente de la

exergía química, por lo tanto la exergía específica de un flujo será igual a la componente de exergía termomecánica, calculada según la siguiente expresión:

$$a_f = \left(u + \frac{c^2}{2} + g z - u_0 \right) + (p v - p_0 v_0) - T_0 (s - s_0) \rightarrow$$

$$\rightarrow a_f = (u + p v) - (u_0 + p_0 v_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{c^2}{2} + g z$$

Ecuación 1. 1

Donde:

u_0 : energía interna del flujo en las condiciones del ambiente de referencia.

p_0 : presión del flujo en las condiciones del ambiente de referencia.

v_0 : volumen específico del flujo en las condiciones del ambiente de referencia.

\dot{A}_W : transferencia de exergía asociada a la de energía en forma de trabajo que atraviesa la frontera del volumen de control por unidad de tiempo. Se calcula como sigue:

$$\dot{A}_W = \dot{W}_{vc}$$

\dot{A}_Q : transferencia de exergía asociada a la de energía en forma de calor que atraviesa la frontera del volumen de control por unidad de tiempo. Se calcula como sigue:

$$\dot{A}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \dot{Q}_{vc}$$

Donde:

T_0 : temperatura del ambiente de referencia.

T_f : temperatura media de la frontera del volumen de control.

\dot{A}_D : flujo de exergía destruida por unidad de tiempo.

A diferencia del balance de masa y de energía, en los que se han planteado las expresiones para régimen transitorio, a continuación se plantea el balance de exergía para régimen estacionario, para así simplificar las expresiones. Así, se aplica el balance de exergía al ejemplo del compresor de la imagen 1.15 para obtener el flujo de exergía destruida por unidad de tiempo en ese volumen de control:

$$\dot{A}_{D,c} = \dot{A}_{f_e} - \dot{A}_{f_s} + \dot{W}_c - \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \dot{Q}_c$$

Tal y como se ha indicado anteriormente, existe otra componente de la exergía que debe considerarse en ciertos análisis: la exergía química. En sistemas en los que existen procesos de combustión, como en el motor turbina de gas descrito en la subsección I.3, es necesario tener en cuenta el concepto de exergía química es el trabajo máximos que se genera en un proceso si se deja que el sistema alcance el equilibrio químico con el ambiente de referencia. La suma de esta exergía química y de la exergía física introducida anteriormente representa la exergía total de un sistema en el que existe un proceso de combustión.

La exergía química de un flujo compuesto por una mezcla de gases ideales en un estado determinado se calcula de la siguiente manera:

$$a_q = \sum_i \bar{X}_i \bar{a}_i^q + \bar{R} T_0 \left[\sum_i \bar{X}_i \ln(\bar{X}_i) \right]$$

Donde:

a_q : exergía química de una mezcla de gases.

\bar{X}_i : fracción molar del componente i .

\bar{a}_i^q : exergía química estándar del componente i .

\bar{R} : constante universal de los gases, cuyo valor es:

$$\bar{R} = 8,314 \frac{kJ}{kmol K}$$

T_0 : temperatura del ambiente de referencia.

A modo de resumen, en un sistema que interacciona con el ambiente de referencia y que además existe una reacción de combustión, la exergía asociada a cada flujo se calcula como la suma de la exergía física y la exergía química, según se indica a continuación:

$$a = a_f + a_q$$

En aquellos sistemas en los que no existan reacciones de combustión la exergía asociada a cada flujo es directamente la exergía física ya que la exergía química no varía porque no existen cambios en la composición del elemento que se estudia. Por ello, en dichos casos la exergía física de un flujo se denota directamente como exergía en términos generales:

$$a \equiv a_f$$

Así, se explican los conceptos teóricos que son indispensables para comprender el análisis y solución de la instalación objeto de este trabajo.

I.5.6 Rendimiento Térmico, Rendimiento Isoentrópico y Eficiencia Exergética

En este apartado se presentan una serie de parámetros que se utilizan para completar el análisis de la instalación y para interpretar los diferentes resultados que se obtienen a partir de dichos análisis. Así, se introducen en esta subsección tres tipos de rendimientos: rendimiento térmico, rendimiento isoentrópico y rendimiento exergético.

Rendimiento Energético

El rendimiento energético relaciona el producto que se obtiene de un proceso con el recurso que se ha utilizado para generar dicho producto. Por ejemplo, el rendimiento energético del motor turbina de gas se puede obtener como el producto, que será el trabajo neto desarrollado por el ciclo, dividido del recurso, que será la energía que aporta el combustible en la cámara de combustión. De forma general, el rendimiento energético de un ciclo o de un equipo queda definido de la siguiente forma:

$$\eta_T = \frac{\text{Producto}}{\text{Recurso}}$$

Para el caso concreto de los ciclos termodinámicos, como el ciclo de producción de potencia mediante vapor, el rendimiento energético se denomina como rendimiento térmico.

Rendimiento Isoentrópico

En la subsubsección I.2.4 se ha explicado la diferencia entre un proceso isoentrópico y un proceso real en la operación de un equipo determinado. Como consecuencia de la diferencia entre estos dos procesos surge el concepto de rendimiento isoentrópico, que consiste en, a partir de un estado de entrada fijado, comparar el trabajo que necesita o desarrolla el equipo para llevar a cabo un proceso de forma isoentrópica con el que necesita o desarrolla para llevar a cabo el mismo proceso de forma real. En el estado de salida se mantiene la misma presión para los dos casos, pero las propiedades como temperatura, presión o entropía varían. Según esto, se tienen las siguientes expresiones para el rendimiento isoentrópico de una turbina y de una bomba:

$$\eta_{s,turbina} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_s}$$

$$\eta_{s,bomba} = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}}$$

Se recuerda que aquellos parámetros denotados con el subíndice “s” corresponden con procesos que se han desarrollado de forma isoentrópica. La expresión para el rendimiento isoentrópico de un compresor es análoga a la expresión del rendimiento para una bomba.

Eficiencia Exergética

La eficiencia exergética, atendiendo a lo ya explicado en la subsección I.5.5, da una medida de la eficiencia con la que los equipos de una instalación utilizan los recursos energéticos. Esta eficiencia da una verdadera medida real de la diferencia que existe entre el proceso termodinámico real del ideal en un determinado ciclo. Se calcula como la relación entre la exergía asociada al producto y la exergía asociada al recurso, bien de un equipo o bien de un ciclo. La eficiencia exergética da una medida de la cantidad de destrucción de exergía que se genera en un proceso determinado y se expresa de forma general de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{\dot{A}_{\text{producto}}}{\dot{A}_{\text{recurso}}}$$

A continuación se aplica la expresión anterior para cada uno de los equipos más representativos que componen el ciclo combinado en estudio.

Turbinas:

Para una turbina el producto es el trabajo desarrollado, mientras que el recurso utilizado para desarrollar ese trabajo es la variación de energía del flujo másico que circula por la turbina. Así, la exergía asociada al recurso será directamente el trabajo desarrollado por la turbina y la exergía asociada al recurso será la diferencia de exergía de flujo entre el estado de entrada y de salida de la turbina:

$$\varepsilon_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{A}_{\text{entrada}} - \dot{A}_{\text{salida}}}$$

Compresores y bombas:

La eficiencia exergética para un compresor o una bomba se calcula justo al contrario que para una turbina, ya que en este caso el producto es la variación de energía entre el flujo a la entrada y a la salida del compresor o de la bomba y el recurso es el trabajo consumido por el/la mismo/a, así:

$$\varepsilon_{\text{compresor/bomba}} = \frac{\dot{A}_{\text{salida}} - \dot{A}_{\text{entrada}}}{\dot{W}_{\text{compresor/bomba}}}$$

Intercambiadores de Calor:

En el ciclo combinado existen varios equipos cuyo funcionamiento base se corresponde con el de un intercambiador de calor, por ejemplo, el condensador o la caldera de recuperación. Para este tipo de equipos la eficiencia exergética se calcula como la relación entre el salto exergético de la corriente fría y el salto exergético de la corriente caliente, teniendo en cuenta que se toma como volumen de control todo el intercambiador de calor, la expresión queda de la siguiente manera:

$$\varepsilon_{intercambiador\ de\ calor} = \frac{\dot{m}_f(a_{f,salida} - a_{f,entrada})}{\dot{m}_c(a_{c,entrada} - a_{c,salida})}$$

Siendo:

\dot{m}_f : caudal másico de la corriente fría del intercambiador de calor.

\dot{m}_c : caudal másico de la corriente caliente del intercambiador de calor.

Calentadores abiertos o desgasificador:

La expresión para la eficiencia exergética de un desgasificador difiere en cierta manera de las expresiones empleadas hasta ahora. En este caso se calcula como la relación entre el aumento de exergía asociado a la corriente fría entre la entrada y la salida del desgasificador y la disminución de exergía que sufre la corriente caliente que entra al desgasificador. Esta definición para la eficiencia exergética de un desgasificador se toma según se indica en el libro de Fundamentos de Termodinámica Técnica, Moran - Shapiro [Moran, Shapiro, 2004]. Por lo tanto, se tiene la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{desgasificador} = \frac{\dot{m}_2(a_3 - a_2)}{\dot{m}_1(a_1 - a_3)}$$

Siendo:

\dot{m}_1 : caudal másico proveniente de la extracción intermedia de vapor en la turbina de vapor.

\dot{m}_2 : caudal másico proveniente del condensador.

a_1 : exergía específica de flujo asociada a la corriente caliente de extracción intermedia de vapor.

a_2 : exergía específica de flujo asociada a la corriente fría proveniente del condensador.

a_3 : exergía específica de flujo asociada a la corriente de mezcla que sale del desgasificador.

Para simplificar la interpretación de la expresión anterior se muestra en la imagen 1.16 el desgasificador con las correspondientes entradas de flujos másicos:

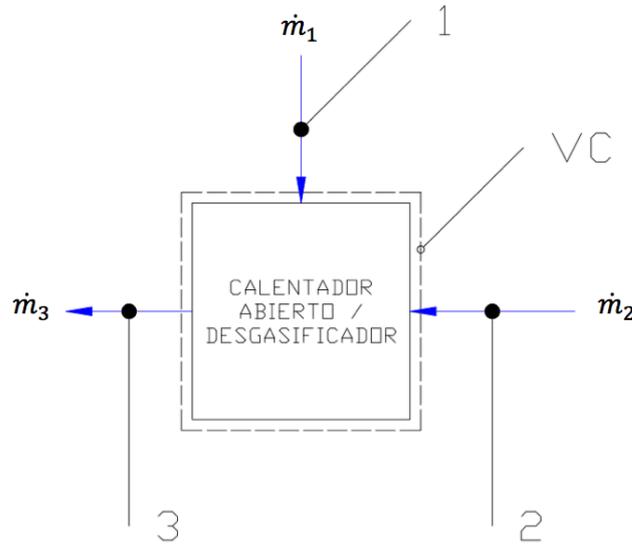


Imagen 1. 16: Transferencias de masa en un desgasificador

Cámara de Combustión

Para la cámara de combustión la eficiencia exergética se calcula como la relación entre la exergía asociada al producto, en este caso los gases de combustión, y la exergía asociada a los recursos, que en este caso son el aire y el combustible. Así, se obtiene la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{\text{cámara de combustión}} = \frac{\dot{A}_{\text{gases de combustión}}}{\dot{A}_{\text{aire}} + \dot{A}_{\text{combustible}}}$$

Hasta ahora se han definido el rendimiento energético y la eficiencia exergética para cada equipo individual. En la tabla 1.8 se resumen las expresiones para rendimiento energético y eficiencia exergética del ciclo de producción de potencia mediante vapor, del motor turbina de gas y del ciclo combinado.

	Rendimiento Energético	Eficiencia Exergética
Ciclo de Vapor	$\eta_{T,CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_{CR}}$	$\varepsilon_{CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{A}_{\dot{Q}_{CR}}}$
Motor Turbina de Gas	$\eta_{T,CV} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\dot{m}_{COMB} PCI}$	$\varepsilon_{MTG} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\dot{A}f_a + \dot{A}f_{COMB}}$
Ciclo Combinado Gas – Vapor	$\eta_{T,CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{m}_{COMB} PCI}$	$\varepsilon_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{A}f_a + \dot{A}f_{COMB}}$

Tabla 1. 8: Rendimientos Energéticos y Eficiencias Exergéticas globales

Con esto, se explican los conceptos teóricos indispensables para entender el análisis energético y exergético de la instalación de ciclo combinado que se plantea en las próximas secciones de este trabajo.

Lista de referencias

[Moran, Shapiro, 2004]

Moran, J.M., Shapiro, H.J., 2004. *Fundamentos de termodinámica técnica*. 2ª Edición. Barcelona : Reverté S.A.

[Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006]

Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006. *Centrales térmicas de ciclo combinado – Teoría y proyecto*. España : Díaz de Santos.

Bibliografía

AGÜERA SORIANO, J. *Termodinámica Lógica y Motores Térmicos*. Madrid : CIENCIA 3 Distribución, S.L., 1999.

MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Edición. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.

SABUGAL GARCÍA, S., GÓMEZ MOÑUZ, F. *Centrales de Ciclo Combinado – Teoría y Proyecto*. Madrid : Díaz de Santos, 2006.

VILLARES MARTÍN, M. *Cogeneración*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2003.



Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANEXO II

Teoría de Ciclo Combinado Gas – Solar

Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado Gas – Solar (Ciclo ISCC)

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Pablo Hernández de la Cruz

Tutor: Agustín M. Delgado Torres

Julio de 2014

Índice de Anexo II

Lista de imágenes	1
Lista de tablas	2
II.1 Presentación	3
II.2 Conceptos generales de irradiancia solar	3
II.3 Colectores cilíndrico parabólicos	11
II.4 Campo solar	19
Lista de Referencias	25
Bibliografía	25

Lista de imágenes

Imagen 2. 1: Masa óptica de aire, ángulo cenital solar y altura solar.....	5
Imagen 2. 2: Pérdidas de irradiancia solar por fenómenos atmosféricos. Fuente: phsysicalgeaography.net.....	5
Imagen 2. 3: Declinación solar. Fuente: Apuntes de instalaciones térmicas, Agustín M. .	6
Imagen 2. 4: Hora solar y azimut solar. Fuente: Apuntes de instalaciones térmicas, Agustín M.....	7
Imagen 2. 5: Ángulo de incidencia sobre una superficie inclinada.....	9
Imagen 2. 6: Componentes básicos de un CCP.....	12
Imagen 2. 7: Parámetros característicos de un CCP.....	13
Imagen 2. 8: Factores de pérdidas ópticas en un CCP.....	15
Imagen 2. 9: Pérdidas por sombras en un CCP.....	16
Imagen 2. 10: Efecto del ángulo de incidencia sobre el área efectiva del CCP.....	16
Imagen 2. 11 Pérdidas de energía en un CCP.....	18
Imagen 2. 12: Módulo, segmento, lazo y campo solar de CCPs.....	20
Imagen 2. 13: Transferencias de energía en el campo solar.....	21

Lista de tablas

Tabla 2. 1: Dimensiones de plantas ISCC. Tomado de [Base de Datos NREL] 20

ANEXO II: Teoría de ciclo combinado gas – solar

II.1 Presentación

En este anexo II se describen las nociones teóricas básicas que se deben tener en cuenta para comprender el modo de operación de una planta híbrida gas – solar. Para ello, en primer lugar, se plantean los conceptos generales de irradiancia solar, a continuación se describen las principales características de los colectores cilíndrico parabólicos y por último se describe la configuración global de un campo solar, atendiendo a la configuración de la planta ISCC propuesta para el estudio de este trabajo.

II.2 Conceptos generales de irradiancia Solar

La mayor fuente de energía para La Tierra es el Sol, el cual radia continuamente una potencia de $3,8 \text{ E}+23 \text{ kW}$, de los cuales La Tierra intercepta $1,7 \text{ E}+14 \text{ kW}$, potencia equivalente a cuarenta veces la energía que se consume anualmente en nuestro planeta [Zarza, E. 2003]

Al valor del flujo de energía solar radiante sobre una superficie situada en el exterior de la atmósfera y perpendicular al vector solar, cuando la Tierra se encuentra a su distancia media del Sol, se le denomina como Constante Solar. Este valor no es constante del todo ya que depende de los ciclos solares, pero se suele tomar un valor de 1367 W/m^2 . Es decir:

$$I_0 = 1367 \frac{W}{m^2}$$

Siendo:

$$I_0: \text{ constante solar. } \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

En base a la constante solar se puede calcular el valor de irradiancia solar extraterrestre real en función del día del año. La distancia del Sol a la Tierra, D , se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\left(\frac{D_0}{D} \right)^2 = 1,00011 + 0,034221 \cos(x) + 0,00128 \sin(x) + \\ + 0,000719 \cos(2x) + 0,000077 \sin(2x)$$

Donde:

$$D: \text{ distancia del Sol a la Tierra. } [km]$$

D_0 : distancia media del Sol a la Tierra, cuyo valor es:

$$D_0 = 149,5 \times 10^6 \text{ km}$$

x : función que depende del día del año, calculada como sigue:

$$x = \frac{360 (N - 1)}{365}$$

Siendo:

N : día del año. Se toma como convenio que $N = 1$ para el 1 de Enero y de ahí hasta $N = 365$, que sería el final del año.

Y la expresión para calcular el valor de la irradiancia solar extraterrestre en función de la constante solar, la distancia media del Sol a la Tierra y la distancia en un día concreto es:

$$I = I_0 \left(\frac{D_0}{D} \right)^2$$

Donde:

I : valor de la irradiancia solar extraterrestre incidente sobre un plano perpendicular a la dirección del vector solar, en un día del año determinado.

En la imagen 2.1 se representan tres parámetros que resulta conveniente describir para entender las nociones básicas de irradiancia solar: masa óptica de aire, ángulo cenital solar y altura solar.

La masa óptica de aire (AM) es la medida de la longitud del trayecto recorrido a través de la atmósfera hasta el nivel del mar por los rayos luminosos procedentes del Sol, relativa a la longitud del trayecto vertical. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$AM = \frac{1}{\cos(\theta_z)}$$

Siendo:

θ_z : ángulo cenital solar.

El ángulo cenital solar (θ_z) es el ángulo que forma la línea recta que une la Tierra con el Sol y la vertical que une la Tierra con el punto cenital.

Por último, la altura solar (h) es el ángulo complementario del ángulo cenital solar, es decir, el ángulo que forma la línea recta que une el Sol y la Tierra y la superficie de la Tierra.

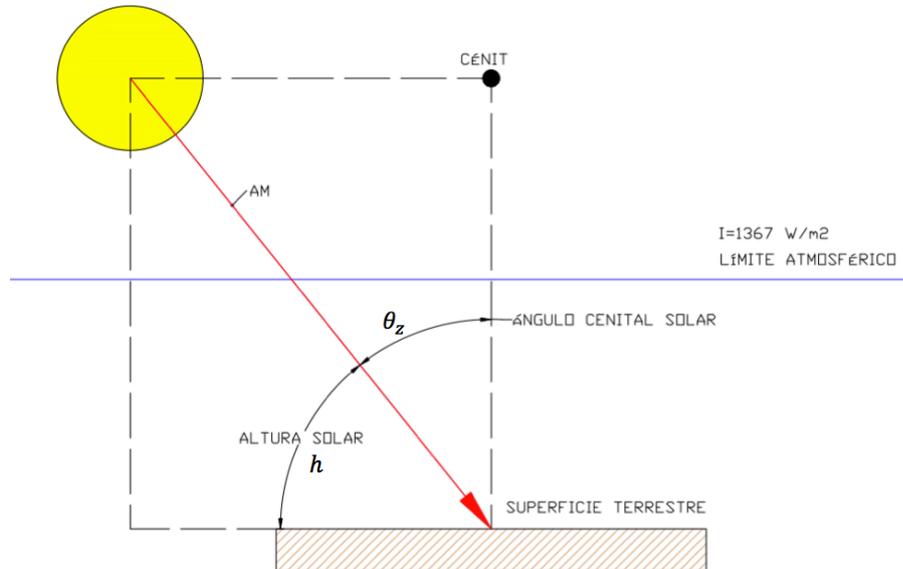


Imagen 2. 1: Masa óptica de aire, ángulo cenital solar y altura solar

Atendiendo a la imagen 2.2, se puede deducir que la irradiancia solar extraterrestre que incide sobre una superficie plana situada en el exterior de la atmósfera terrestre debe verse atenuada por una serie de factores, por lo que dicha irradiancia será menor en la superficie terrestre. Los principales factores que disminuyen dicha radiación solar dependen del estado de la atmósfera y de la posición relativa Sol – observador. En la imagen 2.2 se representan gráficamente las diferentes pérdidas que afectan a la radiación solar a su paso por la atmósfera.

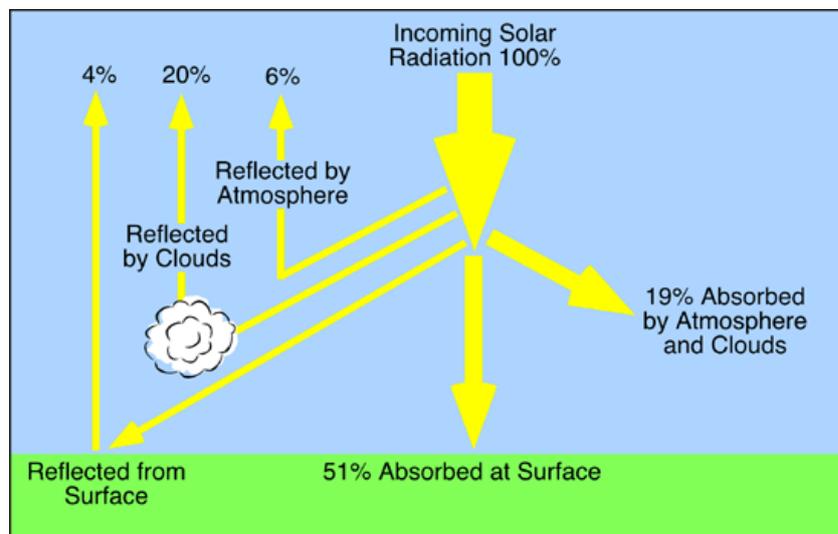


Imagen 2. 2: Pérdidas de irradiancia solar por fenómenos atmosféricos. Fuente: physicalgeography.net

Existen, por tanto, tres tipos de factores que atenúan la radiación en función del estado de la atmósfera: fenómenos de absorción, fenómenos de dispersión y elementos como vapor de

agua, aerosoles, nubes, CO₂, etc. Como consecuencia de estas alteraciones se pueden distinguir dos tipos de radiación que llegan a la superficie terrestre: la radiación solar directa y la radiación solar difusa.

La radiación solar directa es aquella que llega desde el exterior de la atmósfera hasta la superficie terrestre sin desviarse por ningún tipo de fenómenos. Mientras que la radiación solar difusa es aquella que llega a la superficie terrestre como consecuencia de los fenómenos de dispersión.

Los fenómenos descritos hasta ahora que alteran la radiación solar extraterrestre son los que dependen del estado de la atmósfera, pero la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra también se ve alterada por la posición relativa Sol – observador. Para comprender este efecto se debe definir el ángulo de declinación solar, representado en la imagen 2.3:

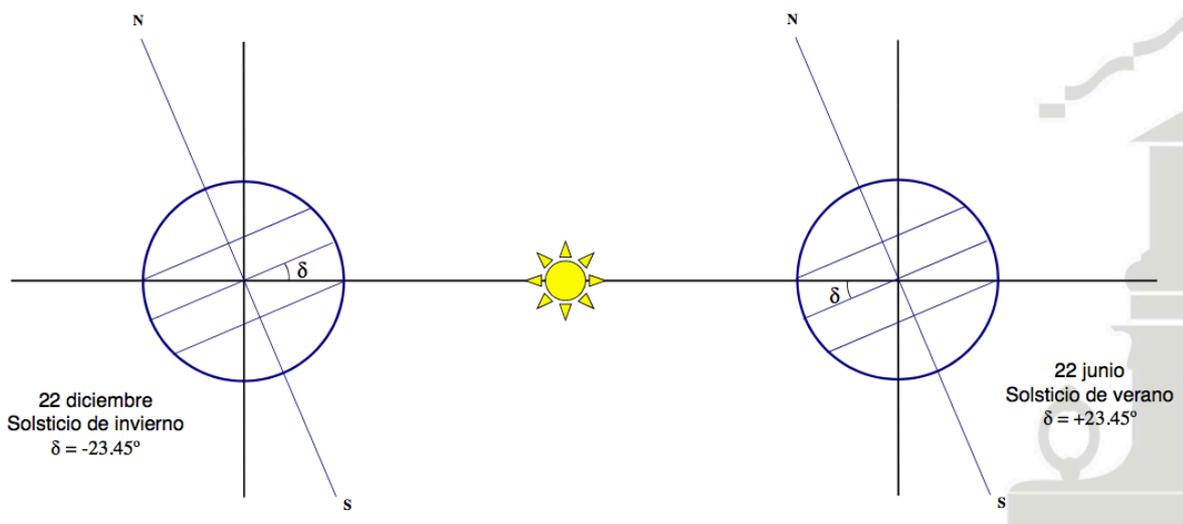


Imagen 2. 3: Declinación solar. Fuente: Apuntes de instalaciones térmicas, Agustín M.

La declinación solar (δ) es el ángulo que forma la línea recta que une la Tierra y el Sol y el plano del Ecuador. Se suele tomar como convenio internacional positivo hacia el norte. Este ángulo se rige según la siguiente expresión en función del día del año (N):

$$\delta(N)^\circ = 23,45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right]$$

También conviene explicar otra serie de parámetros que terminan de definir la posición relativa Sol – observador, todos ellos representados en la imagen 2.4:

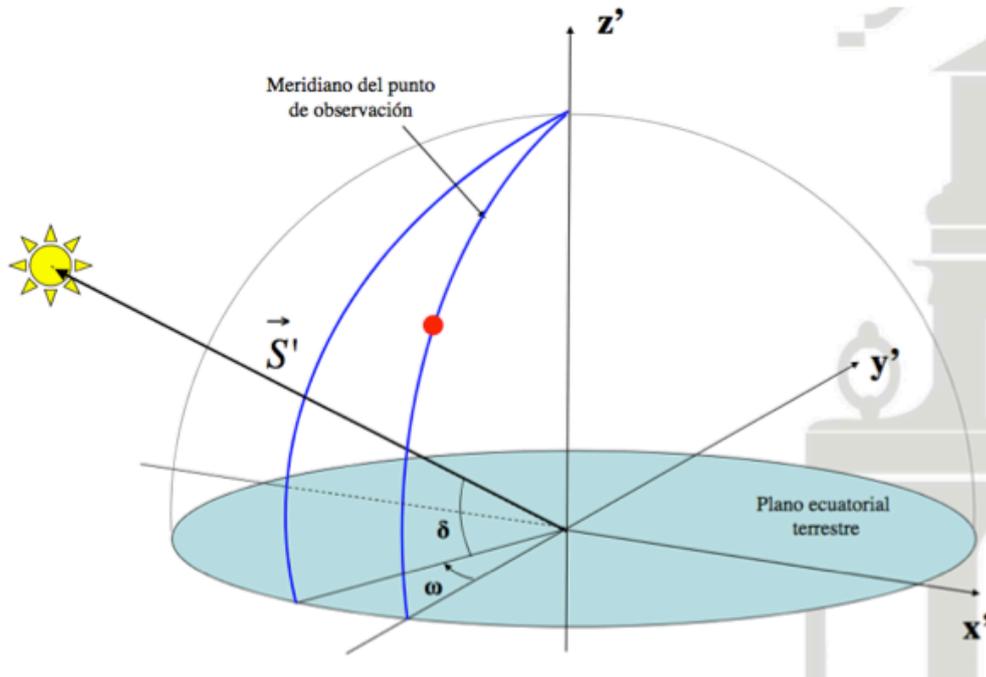


Imagen 2. 4: Hora solar y azimut solar. Fuente: Apuntes de instalaciones térmicas, Agustín M

La hora solar (HS) es la hora del día determinada por el movimiento angular aparente del Sol a través del cielo, tomando como referencia el mediodía solar, siendo este último la hora local en la que el Sol pasa por el meridiano del punto de observación. Se toma como convenio internacional que el mediodía solar es a las 12:00 horas.

El ángulo horario solar (ω) se rige según la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{15^\circ}{h} [HS(h) - 12(h)]$$

Teniendo en cuenta que:

$$\begin{cases} HS = 0 \rightarrow 24 \text{ horas} \\ -180^\circ \leq \omega \leq 180^\circ \end{cases}$$

La relación que existe entre el ángulo cenital solar y la altura solar es la siguiente:

$$h = 90^\circ - \theta_z$$

Sabiendo que $0^\circ \leq \theta_z \leq 180^\circ$, queda que:

$$-90^\circ \leq h \leq 90^\circ$$

También se define el azimut solar, que se suele tomar como origen 0° el Norte y positivo hacia el Sur en sentido horario, por lo que:

$$0^\circ \leq \gamma_s \leq 360^\circ$$

Por último, se tiene la siguiente expresión que sirve para calcular la altura solar:

$$h = \arcsin[\sin(\delta) \sin(\phi) + \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\omega)]$$

Siendo:

ϕ : latitud del punto de observación. [°]

Además se tiene que el azimut solar se puede calcular como:

$$\text{Si } \sin(\omega) > 0 \rightarrow \gamma_s = 360^\circ - \arccos \left[\frac{\sin(\delta) \sin(\phi) - \cos(\delta) \sin(\phi) \cos(\omega)}{\cos(h)} \right]$$

$$\text{Si } \sin(\omega) \leq 0 \rightarrow \gamma_s = \arccos \left[\frac{\sin(\delta) \sin(\phi) - \cos(\delta) \sin(\phi) \cos(\omega)}{\cos(h)} \right]$$

Sabiendo que la hora solar se puede calcular como:

En el orto y en el ocaso, $h = 0^\circ$, se tiene que:

$$HS_{\text{orto}} = 12 [hr] \pm \frac{\arccos[-\tan(\delta) \tan(\phi)]}{15 [hr]^{-1}}$$

Horas entre el orto y el ocaso:

$$HS_{\text{ocaso}} - HS_{\text{orto}} = 2 \left(\frac{\arccos[-\tan(\delta) \tan(\phi)]}{15 [hr]^{-1}} \right)$$

Llegados a este punto se han definido los parámetros por los que se ve alterada la radiación solar hacia la superficie terrestre, tanto los fenómenos atmosféricos como la posición relativa entre el Sol y el punto de observación. A continuación se explica cómo determinar la irradiancia real que incide sobre un punto determinado sobre la superficie terrestre.

La irradiancia solar directa (G_b) es la razón entre el flujo radiante procedente del Sol recibido sobre superficie plana determinada y el área de dicha superficie. Se calcula según la siguiente expresión:

$$G_b = G_{b_N} \frac{\Phi}{A_a}$$

Ecuación 2. 1

Donde:

Φ : flujo de radiación solar incidente sobre la superficie terrestre.

A_a : área de la superficie plana sobre que la incide la radiación solar.

G_{b_N} : radiación normal directa en días claros sobre la Tierra, calculada como:

$$Gb_N = \frac{\Phi}{A_a \cos(\theta_z)}$$

Ecuación 2. 2

Por lo que relacionando la ecuación 2.1 y la ecuación 2.2 se obtiene que la irradiancia solar directa sobre un plano horizontal se calcula como:

$$Gb = Gb_N \cos(\theta_z)$$

Ecuación 2. 3

Sin embargo, por norma general, las superficies planas sobre las que incide la radiación solar no están horizontales, sino que tienen un cierto ángulo de inclinación sobre la superficie terrestre, como es el caso de las placa fotovoltaicas o los colectores cilíndrico parabólicos. En la imagen 2.5 se representa el esquema en el que existe un ángulo de inclinación de la superficie plana:

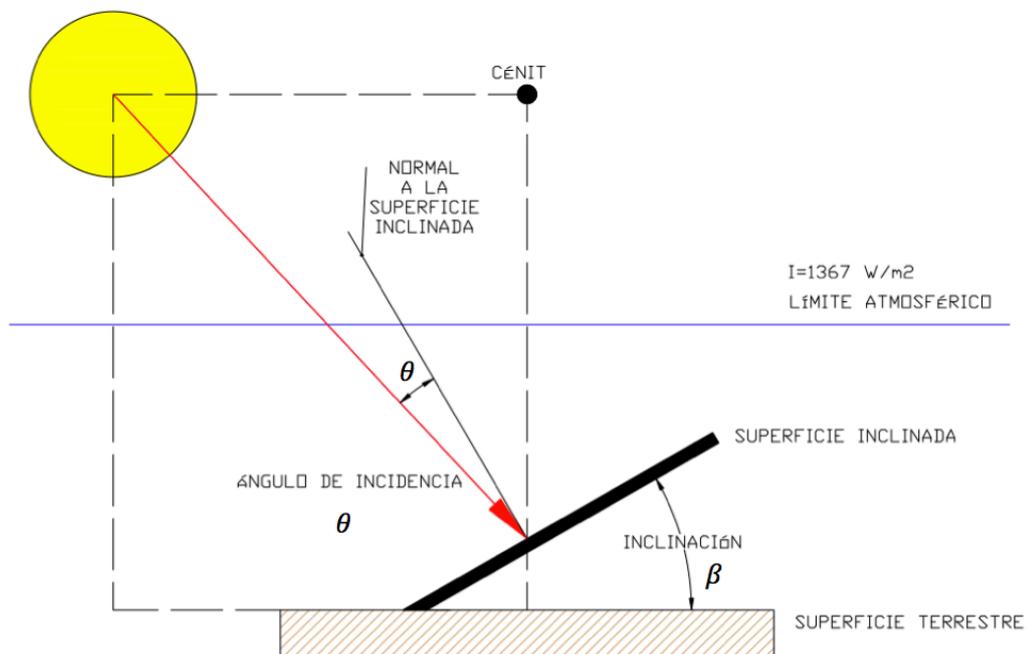


Imagen 2. 5: Ángulo de incidencia sobre una superficie inclinada

El ángulo de inclinación (β) es el ángulo que forma el plano horizontal y el plano de la superficie considerada. Mientras que el ángulo de incidencia (θ) es el ángulo que forma la línea que une el centro del disco solar con un punto de la superficie expuesta al Sol y la normal a esta superficie en dicho punto. En función de estos ángulos se obtiene la irradiancia solar directa sobre un plano con cualquier inclinación β :

$$Gb = Gb_N \cos(\beta)$$

Ecuación 2. 4

Por otra parte, tal y como se ha explicado anteriormente, a la superficie terrestre también llega otro tipo de radiación como consecuencia de los efectos de dispersión en la atmósfera, la radiación difusa. La irradiancia solar difusa (Gd) que llega a una superficie plana receptora con una cierta inclinación se calcula como:

$$Gd = Gd_h \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right)$$

Ecuación 2. 5

Siendo:

Gd_h : Irradiancia difusa sobre una superficie horizontal.

Por último, la radiación que llega a una superficie plana también puede provenir de radiación reflejada por el efecto de obstáculos y de la orografía del terreno. Así, la radiación solar reflejada (Gr) que llega sobre una superficie plana se calcula como:

$$Gr = \rho_g (Gb + Gd) \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right)$$

Ecuación 2. 6

Siendo:

ρ_g : coeficiente de reflexión o albedo del entorno.

Finalmente, sobre una superficie plana inciden los tres tipos de radiaciones descritos hasta ahora. La irradiancia solar global (G) sobre una superficie plana con una cierta inclinación β se calcula como:

$$G = Gb + Gd + Gr$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.4, 4.5 y 4.6 en la expresión anterior queda que:

$$G = Gb_N \cos(\beta) + Gd_h \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + \rho_g [(Gb_N \cos(\beta)) + Gd_h] \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right)$$

Ecuación 2. 7

De esta forma se puede calcular la irradiancia solar sobre cualquier superficie plana receptora situada en la superficie terrestre con la que se quiera obtener energía a partir del Sol.

II.3 Colectores cilíndrico parabólicos

Tal y como se ha visto hasta ahora, la radiación procedente del Sol se ve atenuada por el recorrido entre el Sol y el límite atmosférico terrestre y por las interacciones dentro de la atmósfera, así como por la posición relativa entre la estrella y el observador. Es por esto que realmente la radiación solar que alcanza la superficie terrestre es de baja intensidad además de intermitente. Para aprovechar la calidad exergética de la radiación solar que incide sobre una superficie plana se recurre a sistemas concentradores de radiación para aumentar la temperatura y en consecuencia el rendimiento del sistema.

El inconveniente de la concentración de la radiación solar es que solamente se puede aprovechar convenientemente la radiación solar directa, ya que ésta es la única que posee una trayectoria bien definida. Tanto la radiación solar difusa como la radiación solar reflejada no se pueden aprovechar en este tipo de sistemas. Además, los equipos de concentración de radiación solar son complejos, por lo que se deben tener en cuenta una serie de límites teóricos y prácticos.

Es por esto que los captadores solares se pueden dividir en dos grupos: captadores sin concentración y captadores con concentración. En esta subsubsección se explican los conceptos generales de los colectores cilíndrico parabólicos, que son los captadores con concentración utilizados generalmente en las plantas ISCC. Éstos poseen un factor de concentración entorno a 80, pudiendo alcanzar temperaturas entre 350 °C y 400 °C [Creus Solé, A. 2010]

Un colector cilíndrico parabólico (CCP) está formado básicamente por unos espejos con forma cilíndrico parabólica que reflejan la radiación solar directa sobre un tubo absorbedor que está colocado paralelamente a los espejos y sobre la línea focal del CCP, de forma que concentra la radiación solar sobre éste para aumentar la temperatura. En la imagen 2.6 se muestra un colector cilíndrico parabólico y sus principales componentes:



Imagen 2. 6: Componentes básicos de un CCP

La radiación solar directa se concentra mediante los espejos, que reflejan dicha radiación solar hacia su punto focal, donde está situado el tubo absorbedor. Existen varios tipos de espejos reflectores que pueden utilizarse en un CCP, pero aquellos que ofrecen una mayor ventaja para el cometido de esta instalación son los que están formados por vidrio grueso (cuyo espesor es de más de 3 mm). El vidrio se moldea en caliente y luego se deposita una película de plata protegida por otra película de cobre y otra de pintura epoxi [Zarza, E. 2003]. Una vez se tiene el espejo en las condiciones finales se fija a la estructura metálica, que debe tener la misma forma parabólica que el espejo.

El tubo absorbedor está formado por dos tubos concéntricos. El tubo exterior es de vidrio y sirve para proteger el tubo interior de las condiciones ambientales y para disminuir las pérdidas de calor por convección, ya que se crea vacío entre este tubo y el interior. Dicho tubo interior es de metal y por él circula el fluido sobre el que se pretende concentrar la energía solar. El metal está recubierto por un material de elevada absorptividad y baja emisividad en el espectro infrarrojo [Zarza, E. 2003].

Por último, la estructura metálica soporta a los espejos reflectores. Ésta consta de un eje de rotación por lo que los segmentos de CCP se orientan de Norte a Sur para realizar el seguimiento del movimiento solar de Este a Oeste. El eje de rotación se mueve gracias a un sistema de seguimiento accionado hidráulicamente para grandes estructuras.

A continuación se definen los parámetros principales que caracterizan a los colectores cilíndrico parabólicos: la razón de concentración geométrica y el ángulo de aceptación de un CCP.

La razón de concentración geométrica ($C_{geométrica}$) es la razón entre el área de abertura del CCP y el área total del tubo absorbedor, según la siguiente expresión:

$$C_{geométrica} = \frac{w L_{collector}}{\pi d_{out} L_{collector}} = \frac{w}{\pi d_{out}}$$

Siendo:

w : ancho del CCP. [m]

d_{out} : diámetro exterior del tubo absorbedor metálico. [m]

$L_{collector}$: longitud del CCP. [m]

Por otra parte, el ángulo de aceptación del CCP (B) es el ángulo máximo que puede ser formado por dos rayos en un plano transversal a la abertura del colector de manera que intercepten al tubo absorbedor después de ser reflejados por los espejos cilíndrico parabólicos. En la imagen 2.7 Se representa un CCP y se indican las principales características que lo definen:

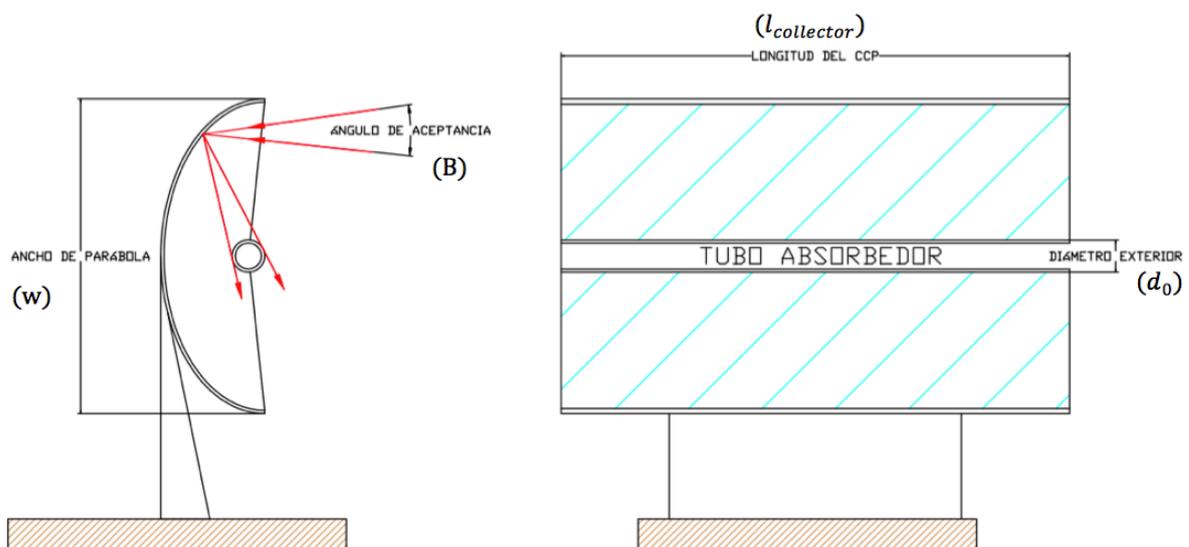


Imagen 2. 7: Parámetros característicos de un CCP

Como en todo sistema energético, en los CCP existen una serie de pérdidas asociadas a diversos factores. Estas pérdidas se pueden dividir en tres grupos: pérdidas ópticas, pérdidas geométricas y pérdidas térmicas. A continuación se pasa a describir cada una de ellas:

Pérdidas ópticas:

Las pérdidas ópticas se deben a imperfecciones en la forma y materiales que componen el CCP. Se pueden clasificar en los siguientes factores [Zarza, E. 2003].

Reflectividad de la superficie reflectante del CCP (r). Se debe a que la superficie de los espejos no es perfecta y por lo tanto solamente una parte de la radiación normal incidente sobre el área de abertura es reflejada hacia el tubo absorbedor. El valor de r se sitúa entorno al 90 % pero disminuye gradualmente con el ensuciamiento de la superficie reflectora del CCP.

Factor de interceptación (Υ). Una parte de la radiación que es reflejada hacia el tubo absorbedor no llega a alcanzarlo por diversos factores como imperfecciones en la superficie de los espejos o errores de posicionamiento del tubo absorbedor. Un valor típico del factor de interceptación es del 95 %.

Transmisividad de la cubierta de cristal (τ). Se define como la razón entre la radiación que pasa a través de la cubierta de cristal del tubo absorbedor y la radiación que llega a ella. El valor de la transmisividad de la cubierta de cristal depende de si éste se ha sometido o no a tratamientos de anti reflexión o no y se sitúa entre un 0,9 y un 0,95.

Absortividad de la superficie selectiva (α). Este factor cuantifica la cantidad de radiación que es capaz de absorber la superficie selectiva que recubre al tubo metálico, comparada con la cantidad de radiación que llega a esa superficie. Su valor se sitúa entorno al 90 % y al 96 %.

En la imagen 2.8 se representa un esquema del CCP y los cuatro parámetros descritos anteriormente:

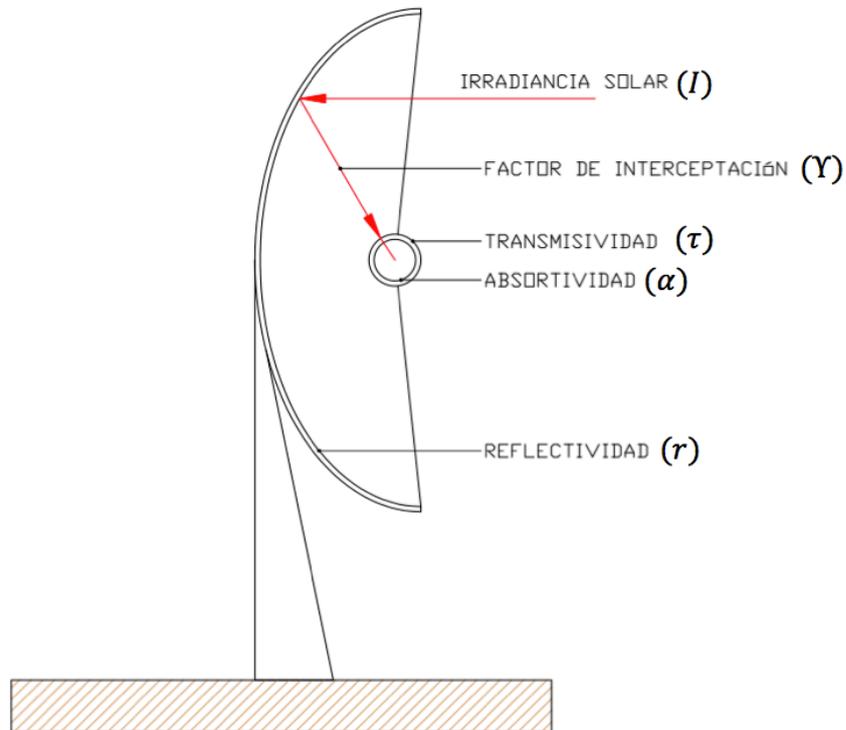


Imagen 2. 8: Factores de pérdidas ópticas en un CCP

Pérdidas geométricas:

Existen dos tipos de pérdidas geométricas. Las primeras se deben a las sombras que se crean entre filas paralelas de colectores y que inhabilitan una cierta superficie del área de abertura ya que ésta no recibe radiación solar. En la subsección II.3 se explica como determinar el valor que define las pérdidas por sombras, mientras que en la imagen 2 se representa de forma esquemática este efecto. El segundo tipo de pérdidas geométricas se deben a que, como los CCP que se estudian en este trabajo solamente disponen de un eje de giro, no son capaces de situarse en todo momento de forma que el área de abertura esté perpendicular a la dirección de la radiación solar directa normal. Para medir esto se debe tener el cuenta el ángulo de incidencia (θ), definido anteriormente. En la imagen 2.10 se representa el efecto del ángulo de incidencia sobre el área útil de captación del colector.

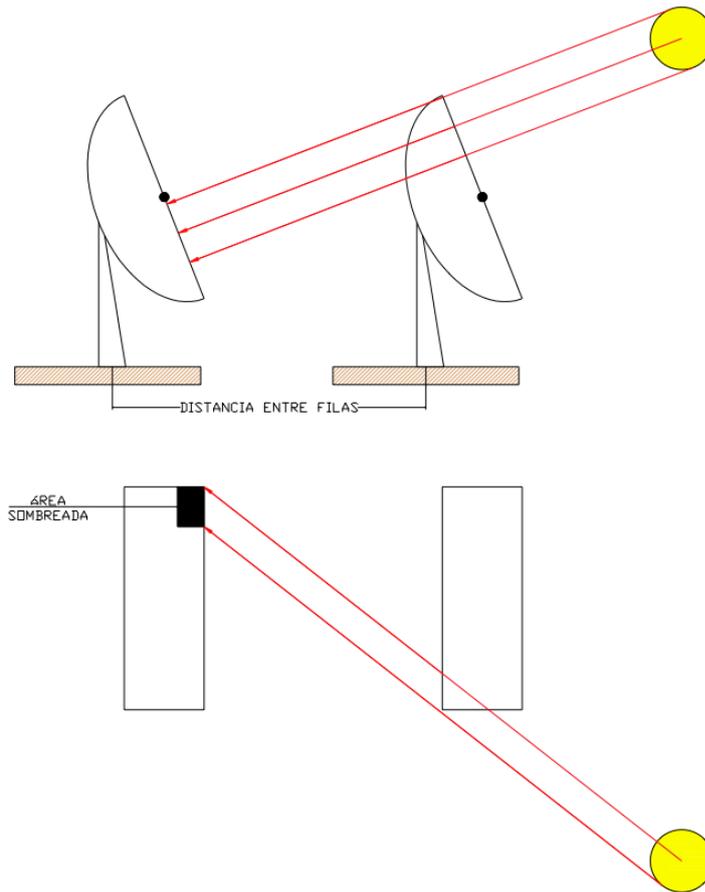


Imagen 2. 9: Pérdidas por sombras en un CCP

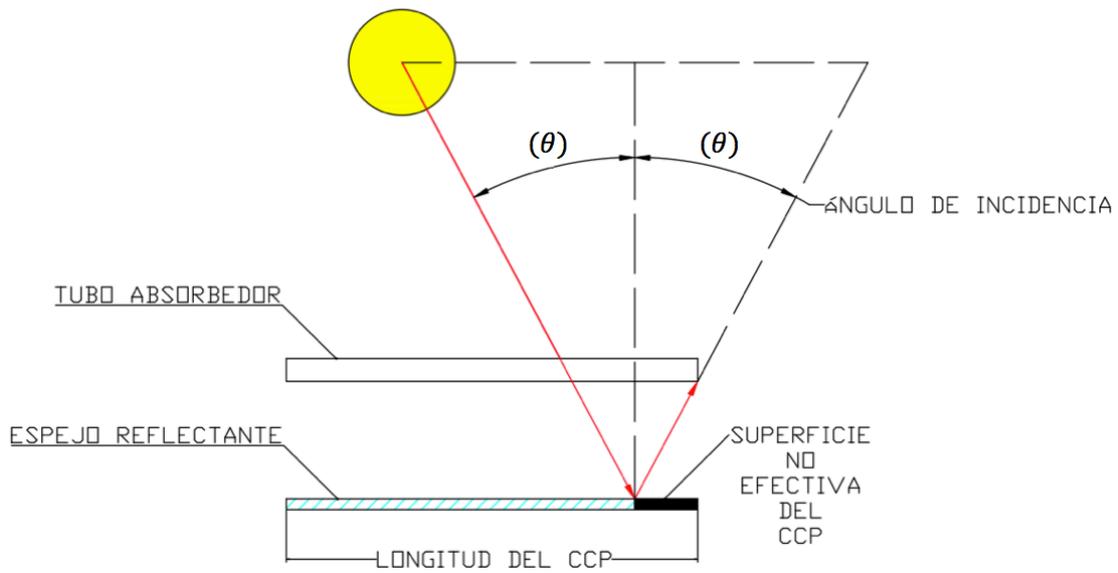


Imagen 2. 10: Efecto del ángulo de incidencia sobre el área efectiva del CCP

El área no útil del colector como consecuencia del ángulo de incidencia se calcula como:

$$A_{loss} = w L_{\theta} = w f_m \tan (\theta)$$

Siendo:

$$f_m = f + \left(\frac{f w^2}{48 f^2} \right)$$

Donde:

f : distancia focal del reflector del CCP. [m]

El hecho de que exista un ángulo de incidencia no solo afecta al área útil del captador, sino que también afecta a la reflectividad, a la absorptividad y a la transmisividad, ya que estos parámetros son máximos cuando el ángulo de incidencia es 0° . Por esto, se utiliza un parámetro denominado modificador por ángulo de incidencia ($K(\theta)$), para cuantificar el efecto del ángulo de incidencia sobre el rendimiento del colector cilíndrico parabólico.

Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas se deben a las ineficiencias en las diferentes transferencias de energía en forma de calor que se dan tanto en el tubo absorbedor como de la tubería al fluido térmico. Éstas se pueden clasificar principalmente en cuatro tipos de pérdidas diferentes [Zarza, E. 2003]

(1) Pérdidas térmicas por radiación en el tubo metálico del absorbedor. Se denota como

$$\Delta \dot{Q}_{absorbedor \rightarrow ambiente}$$

(2) Pérdidas térmicas por conducción y convección entre el tubo metálico absorbedor y el tubo de vidrio, denotadas como $\Delta \dot{Q}_{absorbedor \rightarrow vidrio}$.

(3) Pérdidas térmicas por conducción, convección y radiación desde la cubierta de vidrio al ambiente, denotadas como $\Delta \dot{Q}_{vidrio \rightarrow ambiente}$.

(4) Flujo de energía radiante proveniente del Sol que es absorbida por la cubierta de vidrio, denotada como $\Delta \dot{Q}_{sol \rightarrow vidrio}$.

En la imagen 2.11 se representa la sección transversal del tubo absorbedor y se indican las pérdidas de energía explicadas anteriormente:

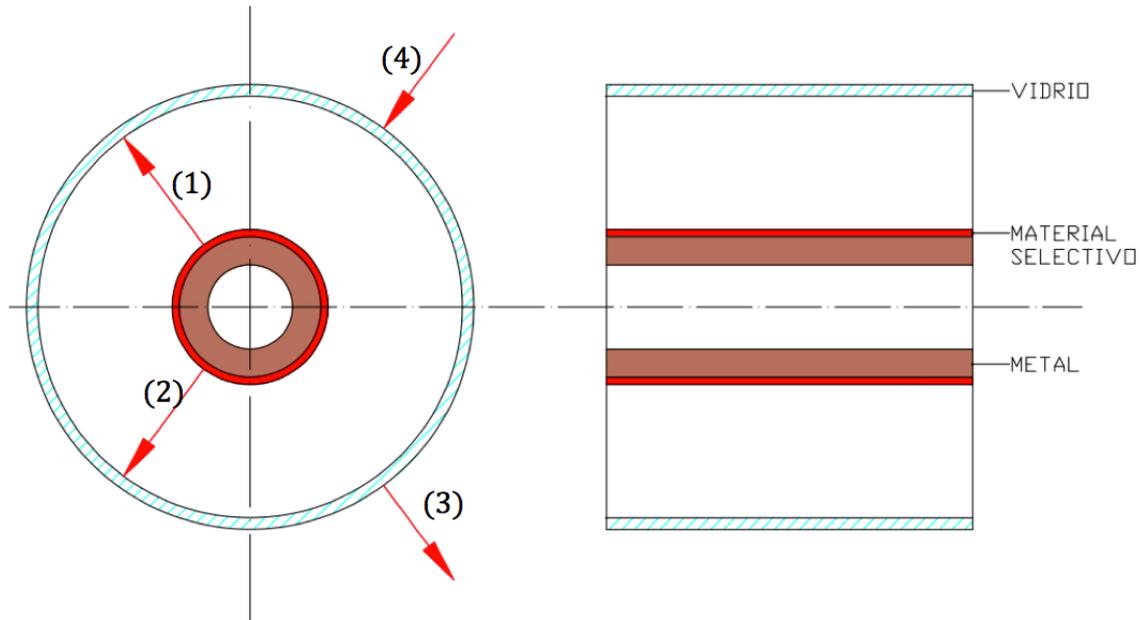


Imagen 2. 11 Pérdidas de energía en un CCP

Aunque normalmente, en lugar de calcular cada una de las pérdidas individualmente con el uso de las expresiones típicas para radiación, convección y conducción, se calculan unas pérdidas globales en función de un coeficiente global de pérdidas térmicas (U_a), tal y como se indica a continuación:

$$\Delta\dot{Q}_{sol\rightarrow vidrio} = U_a \pi d_{out} (\bar{T}_f - T_0)$$

Donde:

U_a : coeficiente global de pérdidas térmicas por unidad de área del tubo absorbedor. $\left[\frac{W}{m^2}\right]$

\bar{T}_f : temperatura media del fluido de trabajo del tubo absorbedor, calculada como la media aritmética entre la temperatura de entrada al tubo absorbedor y la temperatura de salida una vez ha sido calentado. $[K]$

T_0 : temperatura del ambiente. $[K]$

Una vez que se han definido los parámetros característicos de un CCP se puede definir el rendimiento global de un colector cilíndrico parabólico. De forma teórica se define como la razón entre la energía que se transmite desde el colector hasta el fluido de trabajo entre la energía en forma de radiación solar que llega al área de abertura del CCP. De forma analítica se obtiene que la expresión para el rendimiento global de un colector cilíndrico parabólico es:

$$\eta_{CCP} = \frac{\dot{Q}_{CCP,out}}{A_{CCP} G_b} = \eta_{0(\theta=0^\circ)} F_e K(\theta) - U_a \left(\frac{\bar{T}_f - T_0}{G_b} \right)$$

Donde:

$\dot{Q}_{CCP,out}$: energía en forma de calor que adquiere el fluido térmico a su paso por el tubo absorbedor del CCP. [W]

A_{CCP} : área de apertura del CCP. [m^2]

G_b : irradiancia solar incidente sobre el área de apertura del colector. [$\frac{W}{m^2}$] Según se ha comentado anteriormente, en los CCP la irradiancia incidente es igual a la irradiancia normal directa incidente, por lo que:

$$G_b = G_b_N \cos(\theta)$$

Con esto se terminan de definir los principales parámetros que caracterizan un CCP y que son esenciales para comprender el funcionamiento de una planta ISCC. En la siguiente subsubsección se pasa a describir cómo se emplean realmente este tipo de tecnología termo solar en las plantas híbridas de ciclo combinado gas – solar.

II.4 Campo solar

En las plantas ISCC, en las que se genera potencia extra del orden de 10 MW a 30 MW no es posible cubrir esta demanda con un solo colector cilíndrico parabólico. Por lo tanto, en la plantas híbridas se utilizan numerosos CCP para conseguir cubrir la demanda de potencia extra que se quiere generar, formando lo que se denomina como campo solar.

Para comprender la organización y funcionamiento de los campos solares conviene dejar claro cómo se denomina a cada uno de sus componentes. Al colector cilíndrico parabólico individual que forma el campo solar se le denomina como módulo. Es decir, un módulo es la mínima unidad que forma el campo solar. Estos módulos se suelen montar en serie formando lo que se denominan segmentos. Cada uno de estos segmentos, entonces, está formado por varios CCP unidos en serie separados por juntas que unen los tubos absorbedores. Cada segmento tiene su sistema de seguimiento solar, por lo que éste se encarga de orientar a varios módulos. En la mayoría de plantas ISCC se conectan segmentos en serie formando lazos. Es decir, un lazo es la unión de varios segmentos de CCPs. Por último, se colocan varias filas de lazos en paralelo, formando el campo solar. En la imagen 2.12 se muestran cada una de las unidades que forman el campo solar.

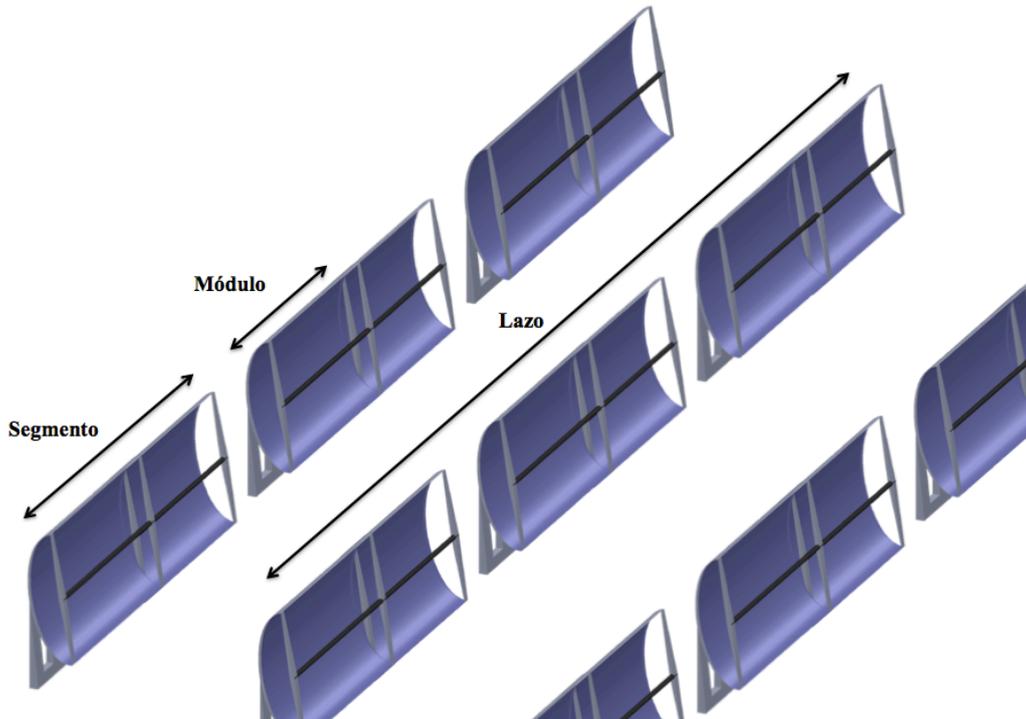


Imagen 2. 12: Módulo, segmento, lazo y campo solar de CCPs

Las plantas que actualmente se encuentran en funcionamiento que utilizan campos solares tienen instalado el siguiente número de lazos de CCPs con la correspondiente área de apertura solar:

Central ISCC	Área de apertura del campo solar [m^2]	Número de lazos de CCPs
Ain Beni Mathar	183120	56
Hassi R' Mel	183860	56
Kuraymat	130800	50

Tabla 2. 1: Dimensiones de plantas ISCC. Tomado de [Base de Datos NREL]

Por lo tanto, atendiendo a la imagen 2.12, las dimensiones del campo solar dependen principalmente de las dimensiones de los CCPs individualmente, de las separaciones entre módulos y la distancia entre filas (d_{rows}).

En términos energéticos, a un campo solar llega una cierta energía en forma de radiación solar que captan los CCP, de la cual una parte sale como energía en forma de calor que se aprovecha para generar el vapor en el SSG y otra parte sale como pérdidas en energía térmica. La imagen 2.13 representa un esquema global del campo solar con las diferentes transferencias de energía en forma de calor a través del volumen de control. Se debe tener en

cuenta que el campo solar representado en la imagen 2.13 engloba el campo de colectores CCP además del intercambiador de calor donde se genera el vapor solar (SSG):

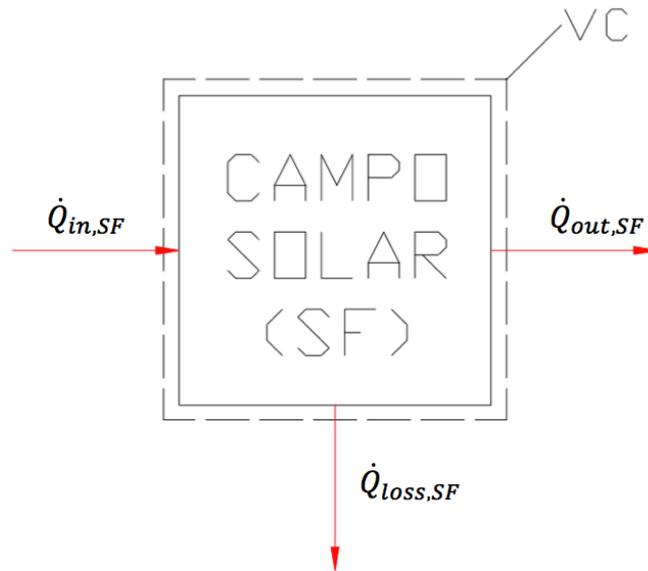


Imagen 2. 13: Transferencias de energía en el campo solar

Planteando el balance de energía sobre el volumen de control indicado en la imagen anterior queda que:

$$\dot{Q}_{SF,in} = \dot{Q}_{SF,out} + \dot{Q}_{SF,loss}$$

Ecuación 2. 8

Siendo:

$\dot{Q}_{SF,in}$: energía térmica por unidad de tiempo absorbida por el campo solar.

$\dot{Q}_{SF,out}$: energía térmica por unidad de tiempo producida por el campo solar.

$\dot{Q}_{SF,loss}$: energía térmica por unidad de tiempo perdida por el campo solar.

La energía térmica por unidad de tiempo absorbida por el campo solar se determina como:

$$\dot{Q}_{SF,in} = A_{SF} Gb_N \eta_{shadows} \eta_{0(\theta=0^\circ)} K(\theta) F_e \eta_{endlosses} \eta_{av}$$

Ecuación 2. 9

Donde:

A_{SF} : área de apertura total del campo solar.

Gb_N : Irradiancia solar directa normal que incide sobre el campo solar.

$\eta_{shadows}$: factor de sombra que tiene en cuenta las pérdidas por sombra entre filas paralelas de CCP. Éste parámetro puede estar dentro del rango de 0 a 1 y se calcula en función del ángulo de incidencia de la radiación solar directa:

$$\eta_{shadows} = \begin{cases} 1 & \text{si } \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) > 1 \\ \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) & \text{si } 0 \leq \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) \leq 1 \\ 0 & \text{si } \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) < 0 \end{cases}$$

Donde:

w : ancho de parábola del CCP que compone el campo solar.

d_{rows} : distancia entre las filas paralelas de CCP que componen el campo solar.

θ_z : ángulo cenital solar.

θ : ángulo de incidencia de la radiación solar directa.

$\eta_{0(\theta=0^\circ)}$: rendimiento óptico del CCP que compone el campo solar. Éste parámetro se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_{0(\theta=0^\circ)} = A + B \Delta T$$

Siendo:

A, B : coeficientes para el rendimiento óptico.

ΔT : diferencia entre la temperatura promedio de calentamiento del fluido de trabajo en el campo solar y la temperatura ambiente. Se calcula como sigue:

$$\Delta T = \bar{T}_f - T_{amb}$$

Donde la temperatura promedio se calcula como la media aritmética de la temperatura de entrada al campo solar y la temperatura de salida del campo solar:

$$\bar{T}_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$K(\theta)$: modificador por ángulo de incidencia del CCP que compone el campo solar. Se calcula como sigue:

$$K(\theta) = C \cos(\theta) + D \theta + E \theta^2$$

Siendo:

C, D, E : coeficientes para el modificador por ángulo de incidencia.

F_e : factor de ensuciamiento.

$\eta_{endlosses}$: factor de pérdidas de final. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{endlosses} = 1 - \left(\frac{f \tan(\theta)}{L_{collector}} \right)$$

Donde:

f : distancia focal del CCP que compone el campo solar.

$L_{collector}$: longitud del CCP que compone el campo solar.

η_{av} : disponibilidad del campo solar.

Por otra parte, la energía térmica por unidad de tiempo perdida por el campo solar se puede determinar como:

$$\dot{Q}_{SF,loss} = [(G \Delta T + H \Delta T^2) + \dot{q}_{pipelosses}] A_{SF}$$

Ecuación 2. 10

Donde:

G, H : coeficientes de pérdidas térmicas.

$\dot{q}_{pipelosses}$: pérdidas térmicas desde las conducciones del campo diferentes de los tubos absorbedores por unidad de área de apertura del campo.

Para terminar de definir el tipo de campo solar que se propone para el estudio de la planta ISCC de este trabajo hay que proponer el sistema de calentamiento del fluido térmico. Tal y como se ha explicado anteriormente, se puede generar vapor directamente en los tubos absorbedores de los CCPs, o se puede utilizar un fluido térmico que circule por dichos tubos absorbedores y luego utilizar un intercambiador de valor (SSG) para generar el caudal de vapor extra del ciclo de vapor.

Para este trabajo se propone utilizar la configuración de campo solar en la que se utiliza fluido térmico, denominado en inglés como Heat Transfer Fluid (HTF), para absorber energía en forma de calor. Este fluido es aceite térmico y se elige en base a la temperatura que se quiere alcanzar en el caudal de vapor del ciclo de vapor. Así, para aplicaciones en las que se requiera baja temperatura del orden de hasta 575 K se puede utilizar aceites

como el Therminol 55. Para la planta híbrida en estudio, como se verá más adelante, la temperatura máxima de trabajo es superior a la que permite este aceite, por que se utiliza Therminol VP-1, cuya temperatura máxima de trabajo es de 672 K [Zarza, E. 2003 ; Web de Therminol]

En resumen, el campo solar que se propone para la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar está formado por varios lazos en paralelo de colectores cilíndricos parabólicos. El fluido de trabajo que se utiliza es Therminol VP-1 y éste transfiere energía en forma de calor a un caudal másico extra de vapor en un intercambiador de calor o Solar Steam Generator. Dicho caudal másico extra de vapor se sobrecalienta en la primera etapa de la caldera de recuperación y se hace circular por las tres turbinas de vapor para generar potencia extra.

Lista de referencias

[Base de Datos NREL]

National Renewable Energy Laboratory; Concentrating Solar Power Projects; Data Base. Disponible en la url: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/parabolic_trough.cfm. Última consulta: 4 Julio 2014.

[Creus Solé, A., 2010]

Creus Solé, A., 2010. *Energía termosolar*. 1ª Edición. España : CEYSA.

[Web Therminol]

Therminol. Información acerca del aceite térmico Therminol VP-1. Disponible en la url: <http://www.therminol.com/products/Therminol-VP1> Última consulta: 4 Julio 2014

[Zarza, E. 2003]

Zarza Moya, E. 2003. *Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos – Proyecto Direct Solar Steam (DISS)*. Tesis doctoral. España.

Bibliografía

CREUS SOLÉ, A. *Energía Termosolar*. Barcelona : Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa, 2010.

JUTGLAR, L. *Energía Solar*. Barcelona : Ceac, 2004.

MÉNDEZ MUÑIZ, J.M., CUERVO GARCÍA, R. *Energía Solar Térmica*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2009.

MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Edición. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.

RUFES MARTÍNEZ, P. *Energía Solar Térmica – Técnicas para su Aprovechamiento*. Barcelona : MARCOMBO, S.A., 2010.

VILLARES MARTÍN, M. *Cogeneración*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2003.

Lista de imágenes

Imagen 3. 1: Transferencias de masa y energía en el motor turbina de gas	6
Imagen 3. 2: Transferencias de masa en la cámara de combustión	13
Imagen 3. 3: Transferencias de masa en el motor turbina de gas	16
Imagen 3. 4: Transferencias de masa y energía en la turbina de gas	20
Imagen 3. 5: Transferencias de masa y energía en el compresor de aire	25
Imagen 3. 6: Diagrama de procesos del ciclo de vapor y de la caldera de recuperación .	30
Imagen 3. 7: Transferencias de masa y energía en la turbina de vapor de alta presión....	35
Imagen 3. 8: Transferencias de masa y energía en la bomba de condensado.....	39
Imagen 3. 9: Diagrama T-s con zona de líquido subenfriado ampliada	41
Imagen 3. 10: Perfil de temperaturas en la caldera de recuperación	42
Imagen 3. 11: Transferencias de masa y energía en la cuarta etapa de la caldera de recuperación.....	50
Imagen 3. 12 Transferencias de masa y energía en la primera etapa de la caldera de recuperación.....	52
Imagen 3. 13: Transferencias de masa y energía en la segunda etapa de la caldera de recuperación.....	54
Imagen 3. 14: Transferencias de masa y energía en la tercera etapa de la caldera de recuperación.....	55
Imagen 3. 15: Transferencias de masa y energía en la turbina de vapor de baja presión.	57
Imagen 3. 16: Estados termodinámicos en el desgasificador	58
Imagen 3. 17: Transferencias de masa y energía en la turbina de vapor de media presión	60
Imagen 3. 18: Transferencias de masa y energía en el condensador	61
Imagen 3. 19: Transferencias de masa y energía en la caldera de recuperación	63
Imagen 3. 20: Transferencias de masa en la primera etapa de la caldera de recuperación	68
Imagen 3. 21: Transferencias de masa en la segunda etapa de la caldera de recuperación	69
Imagen 3. 22: Transferencias de masa en la tercera y cuarta etapa de la caldera de recuperación.....	70

Lista de tablas

Tabla 3. 1: Lista de equipos adiabáticos de la instalación de ciclo combinado	5
Tabla 3. 2: Valores de rendimiento isoentrópicos supuestos en el motor turbina de gas	10
Tabla 3. 3: Exergía química estándar para ciertos gases. Tomado de [Moran, Shapiro, 2004]	27
Tabla 3. 4: Caídas de presión en los equipos del ciclo de vapor.....	31
Tabla 3. 5: Rendimientos isoentrópicos de turbinas y bombas del ciclo de valor	31
Tabla 3. 6: Valores supuestos de Pinch Point y Approach	31
Tabla 3. 7: Temperatura de los gases de combustión en la caldera de recuperación	48
Tabla 3. 8: Caudales máxicos generales de la instalación de ciclo combinado	51
Tabla 3. 9: Potencia consumida por las bombas de la instalación	62
Tabla 3. 10: Destrucción de exergía en las bombas de la instalación	67
Tabla 3. 11: Eficiencia exergética de las turbinas de vapor de la instalación	73
Tabla 3. 12: Eficiencia exergética de las bombas de la instalación	73

ANEXO III: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo combinado gas – vapor

III.1 Presentación

En este anexo III se exponen las hipótesis de trabajo, métodos y expresiones que se han utilizado para solucionar los análisis energéticos y exergéticos de la instalación de ciclo combinado gas – vapor en modo fósil. En primer lugar se detallan las hipótesis de trabajo que se han tomado para poder solucionar el problema de forma general. Seguidamente se detalla el análisis del motor turbina de gas y por último se explica el análisis de la instalación de producción de potencia mediante vapor y de ciclo combinado.

III.2 Hipótesis de Trabajo Generales

A continuación se presentan las de hipótesis de trabajo o simplificaciones generales que se deben seguir para completar el análisis del trabajo.

(a) Se considera que la instalación opera en régimen estacionario, es decir, los flujos de masa y de energía que atraviesan la frontera del volumen de control no varían con el tiempo. De esta manera queda que la velocidad de transferencia de masa, energía o exergía a través de la frontera del volumen de control que se analiza es cero, según se indica a continuación:

$$\frac{dm_{vc}(t)}{dt} = \frac{dE_{vc}(t)}{dt} = \frac{dA_{vc}(t)}{dt} = 0$$

Asumir esta hipótesis simplifica el cálculo y la resolución de cada uno de los balances de masa, energía y exergía que se plantean en la instalación.

(b) Se considera que los flujos de masa que atraviesan el volumen de control son flujos unidimensionales, esto es, que el flujo es perpendicular al área de la superficie de control que atraviesa y que las propiedades intensivas del fluido, como velocidad o la densidad, solamente varían en una dirección y permanecen uniformes en función de la posición que ocupa el fluido en la frontera del volumen de control. De esta forma se puede expresar la potencia energética o la exergía de un flujo como el producto del caudal másico por la energía específica o la exergía específica:

$$\dot{E}^f = \dot{m} E^f$$

$$\dot{A}^f = \dot{m} a$$

(c) La energía potencial y cinética se consideran despreciables en comparación con la energía interna y la energía de presión del fluido de trabajo, por lo tanto los términos que cuantifican la cantidad de energía cinética y potencial que posee un fluido se eliminan de la siguiente expresión:

$$E'_f = U + E'_p + E'_{pv} + E'_{cv} \rightarrow E'_f = U + E'_p$$

A la suma de la energía interna y la energía de presión del fluido se le denomina como entalpía, por lo que la energía total del fluido, despreciando la energía cinética y potencial, quedaría de la siguiente manera:

$$E'_f = H = U + E'_p$$

Donde:

H : entalpía del fluido.

(d) Algunos equipos de la instalación se consideran adiabáticos, es decir, se supondrá que la única transferencia de energía que puede producirse entre el equipo y el entorno a través de la frontera del volumen de control será en forma de trabajo y que no existirá transferencia de energía en forma de calor. En consecuencia, los balances de energía y de exergía para estos equipos en concreto queda de la siguiente forma:

$$\frac{dE_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{E}'_{f_e} - \sum_s \dot{E}'_{f_s} \pm \dot{W}_{\sigma c} \pm (\dot{Q}_{vc} = 0)$$

$$\frac{dA_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{A}'_{f_e} - \sum_s \dot{A}'_{f_s} \pm \dot{A}'_{\sigma c} \pm (\dot{A}'_{vc} = 0) - \dot{A}'_{\sigma}$$

En concreto, los equipos que forman parte de la instalación de ciclo combinado y que se consideran adiabáticos son los que se indican en la tabla 3.1:

Equipo	Abreviatura
Turbina de vapor de alta presión	TVAP
Turbina de vapor de media presión	TVMP
Turbina de vapor de baja presión	TVBP
Condensador (se toma como adiabático el conjunto total del condensador)	CND
Bomba de condensado	BC
Desgasificador	DSG

Bomba de agua de alimentación	BAA
Bomba de media presión	BMP
Bomba de alta presión	BAP
Caldera de recuperación (se toma como adiabático el conjunto total de la caldera de recuperación)	CR

Tabla 3. 1: Lista de equipos adiabáticos de la instalación de ciclo combinado

(e) Se sigue el convenio de signos internacional que indica que las transferencias de energía en forma de calor y trabajo se consideran positivas si su dirección es del entorno al sistema, mientras que si su dirección es del sistema al entorno se consideran negativas, tal y como se indica a continuación:

$$\begin{cases} \dot{W} > 0: \text{Trabajo del Entorno al Sistema} \\ \dot{W} < 0: \text{Trabajo del Sistema al Entorno} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{Q} > 0: \text{Calor del Entorno al Sistema} \\ \dot{Q} < 0: \text{Calor del Sistema al Entorno} \end{cases}$$

(f) Los volúmenes de control que se seleccionen durante la resolución de los diferentes análisis que se plantean se toman de tal manera que se cumpla la hipótesis b, es decir, que el flujo másico sea perpendicular a la zona de la superficie de control que atraviesa.

(g) El ambiente de referencia para la exergía queda caracterizado como un entorno suficientemente alejado del sistema como para que sus propiedades intensivas no se vean afectadas, y queda definido como un sistema simple compresible cuyos valores de temperatura y presión permanecen constantes en el tiempo y son los siguientes:

$$\text{Ambiente de Referencia: } \begin{cases} T_0 = 288,15 \text{ K} \\ p_0 = 1,01325 \text{ bar} \end{cases}$$

III.3 Motor Turbina de Gas

III.3.1 Descripción del Motor Turbina de Gas

Para el análisis del motor turbina de gas es conveniente indicar la nomenclatura que se utiliza para referirse a las diferentes transferencias de masa y energía. Para ello, en la siguiente imagen se muestra el esquema del motor turbina de gas con los diferentes estados termodinámicos que aparecen en el ciclo de operación, así como las entradas y salidas de flujos másicos y las transferencias de energía entre el entorno y el sistema.

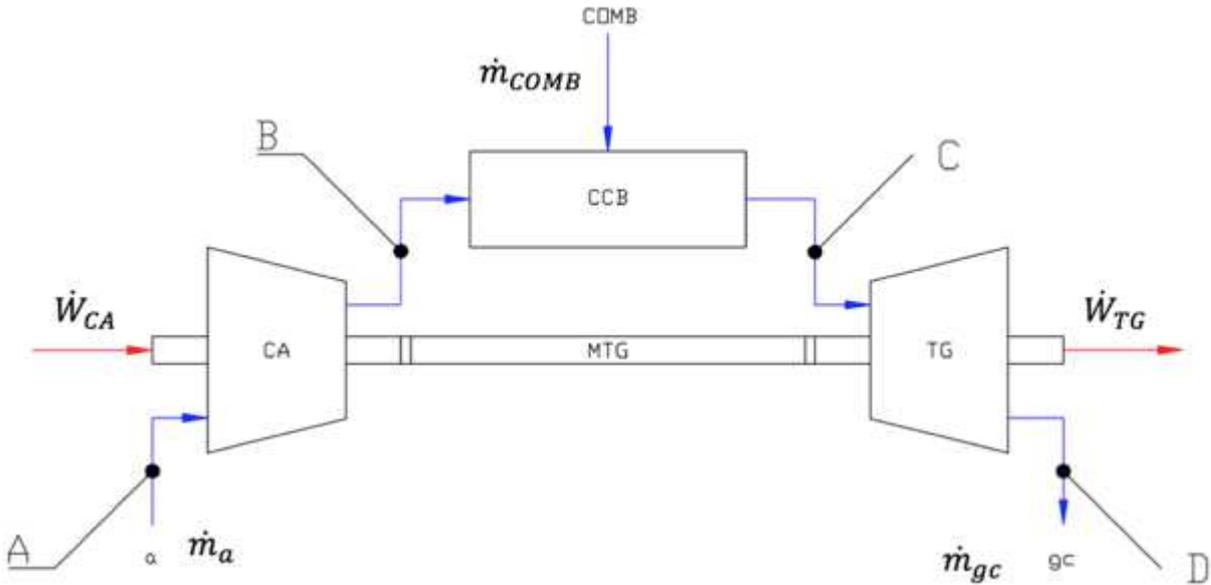


Imagen 3. 1: Transferencias de masa y energía en el motor turbina de gas

III.3.2 Hipótesis de Trabajo y Suposiciones Específicas

A continuación se presentan una serie de hipótesis y suposiciones concretas que se utilizan para poder simplificar y resolver los cálculos que se plantean en el análisis del motor turbina de gas.

(h) Se utiliza el modelo de gas ideal para modelar el comportamiento de los gases que operan en el motor turbina de gas. Con esto se asume que propiedades como energía interna, entalpía y las capacidades térmicas de los gases solamente dependen de la temperatura, aunque la entropía sigue dependiendo de otros aspectos. Por lo tanto, la entalpía específica y las capacidades térmicas específicas quedan de la siguiente manera:

$$h = h(T) = u(T) + RT$$

$$C_p = C_p(T); C_v = C_v(T)$$

(i) Se toma además el modelo de gas perfecto para simplificar el comportamiento de los gases. En dicho modelo se supone que las capacidades térmicas de los gases no varían con la temperatura o que dado un rango de temperaturas determinado la capacidad térmica de un gas se puede calcular como una capacidad térmica promedio, por lo tanto queda que:

$$C_p, C_v = cte.$$

Esta hipótesis de trabajo permite simplificar en gran medida los cálculos ya que la variación de entalpía entre un estado de salida cualquiera “2” y un estado de entrada cualquiera “1” se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$h_2(T_2) - h_1(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \rightarrow C_p(T) = cte. \rightarrow$$

$$\rightarrow h_2(T_2) - h_1(T_1) = C_p(T_m) (T_2 - T_1)$$

Donde:

T_m : temperatura promedio del proceso, calculada como:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

También se tiene que la variación de entropía entre un estado de salida cualquiera “2” y un estado de entrada cualquiera “1” para un gas perfecto se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$s_2(T_2) - s_1(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p(T)}{T} dT - R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \rightarrow C_p(T) = cte. \rightarrow$$

$$\rightarrow s_2(T_2) - s_1(T_1) = C_p(T_m) \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$$

En consecuencia, se tiene que la variación de exergía específica de un flujo, referida a la componente termomecánica, entre un estado de salida cualquiera “2” y un estado de entrada cualquiera “1” de un gas perfecto se puede calcular como:

$$a_2 - a_1 = h_2(T_2) - h_1(T_1) - T_0 (s_2(T_2) - s_1(T_1)) \rightarrow$$

$$\rightarrow a_2 - a_1 = C_p(T_m) (T_2 - T_1) - T_0 \left[C_p(T_m) \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \right]$$

Observando la expresión anterior se concluye que los cálculos de exergía para un flujo de gas perfecto se simplifican en gran medida ya que solamente dependen de la temperatura, la presión y la capacidad térmica del gas en un estado determinado.

(j) Se considera que los gases productos de la combustión son una mezcla de gases ideales, es decir, conociendo propiedades intensivas como la temperatura o la presión se pueden

determinar el resto de propiedades. Así, propiedades como la entalpía específica o la capacidad térmica de la mezcla de gases ideales se pueden evaluar de la siguiente manera:

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^j \bar{X}_i \bar{h}_i$$

$$\bar{c}_p = \sum_{i=1}^j \bar{X}_i \bar{c}_{p_i}$$

Siendo:

\bar{h} : entalpía de la mezcla en base molar.

\bar{h}_i : entalpía del gas i en base molar.

\bar{c}_p : capacidad térmica de la mezcla en base molar.

\bar{c}_{p_i} : capacidad térmica del gas i en base molar.

\bar{X}_i : fracción molar del gas i , calculada como:

$$\bar{X}_i = \frac{\bar{n}_i}{\bar{n}}$$

Donde:

\bar{n}_i : caudal molar del gas i .

\bar{n} : caudal molar total de la mezcla de gases ideales.

En resumen, al tomar la mezcla de gases como mezcla de gases ideales se pueden calcular sus propiedades termodinámicas como la suma de las propiedades termodinámicas de cada componente por separado, dependiendo de la fracción molar de cada componente que forma la mezcla.

(k) La relación entre las presiones en un proceso isoentrópico con un gas perfecto se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Donde:

γ : índice adiabático, calculado como el cociente entre capacidades térmicas:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

También se sabe que para un gas perfecto, como las capacidades térmicas se consideran constantes, la diferencia entre ellas es también constante y vale:

$$C_p - C_v = R$$

Siendo R la constante universal de los gases.

(l) Se utiliza la composición más simplificada para el aire, denominada como aire seco, considerándose que se ha eliminado todo el vapor de agua y los contaminantes que puedan existir en el aire atmosférico. Por lo tanto la composición del aire en base molar sería la siguiente:

$$\text{Aire Seco: } 0,21 \text{ O}_2 + 0,79 \text{ N}_2$$

(m) Para resolver el análisis del motor turbina de gas es necesario fijar un combustible para operar en la cámara de combustión. Según las especificaciones técnicas del motor turbina de gas, se permite operar con gas natural, por lo tanto se supone para el análisis gas natural procedente de Argelia con la siguiente composición en base molar:

$$0,87 \text{ CH}_4 + 0,09 \text{ C}_2\text{H}_6 + 0,02 \text{ C}_3\text{H}_8 + 0,02 \text{ N}_2$$

(n) Las condiciones de entrada del combustible para la cámara de combustión se toman a la temperatura del ambiente de referencia y a la presión del aire a la entrada de la cámara de combustión. Es decir, se tiene la que la temperatura y presión del combustible a la entrada de la cámara de combustión son:

$$\begin{cases} T_{\text{comb}} = T_0 \\ p_0 = p_E \end{cases}$$

(ñ) Atendiendo a las especificaciones técnicas de operación del motor turbina de gas, las condiciones especificadas por el fabricante como condiciones estándar indican que para el aire de entrada al compresor se toman las siguientes propiedades:

$$\text{Aire atmosférico: } \begin{cases} T_0 = 288,15 \text{ K} \\ p_0 = 1,01325 \text{ bar} \end{cases}$$

(o) Existe una caída de presión en la cámara de combustión. Este valor se supone en una diferencia de presión del 5% entre la presión de entrada y la presión de salida de la cámara de combustión.

$$\Delta p_{\text{comb}} = 5 \%$$

(p) Para resolver los análisis que se plantean a continuación es necesario emplear la expresión de rendimiento isoentrópico. En este caso se necesita el rendimiento isoentrópico del compresor de aire y de la turbina de gas. Los valores típicos de rendimientos isoentrópicos para compresores y turbinas [Moran, Shapiro, 2004] se indican en la tabla 3.2:

Equipo	Rendimiento isoentrópico [%]
Compresor de aire, CA	$\eta_{s,CA} = [70 - 90]$
Turbina de Gas, TG	$\eta_{s,TG} = [70 - 90]$

Tabla 3. 2: Valores de rendimiento isoentrópicos supuestos en el motor turbina de gas

III.3.3 Cálculo de las Capacidades Térmicas y del Poder Calorífico Inferior

Para comenzar el cálculo del motor turbina de gas, en primer lugar es necesario calcular la capacidad térmica de los gases que operan en el motor turbina de gas y el poder calorífico inferior del combustible que se utiliza en la cámara de combustión.

Capacidad Térmica del Aire

Según la hipótesis de trabajo (i), se toma el modelo de gas perfecto para el aire, pero además este gas se ajusta bastante bien al modelo de gas perfecto diatómico. Este tipo de gases presentan los siguientes valores de capacidades térmicas:

$$Cp_a = \frac{7}{2} R$$

$$Cv_a = \frac{5}{2} R$$

Donde:

R : constante universal de los gases expresada en base másica, calculada como:

$$R = \frac{\bar{R}}{Mm_a}$$

Siendo:

$$\bar{R} = 8,314 \frac{kJ}{kmol K}$$

Mm_a : masa molecular del aire.

Se calcula el índice adiabático como:

$$\gamma_u = \frac{Cp_u}{Cv_u}$$

Capacidad Térmica de los Gases de Combustión

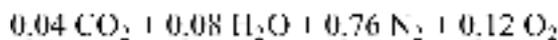
Para calcular el valor inicial de la capacidad térmica de los gases de combustión es necesario realizar una estimación de la temperatura de salida de la cámara de combustión (T_c). Una temperatura adecuada para los gases de combustión a la salida de la cámara de combustión es:

$$T_c = 1500 \text{ K}$$

Una vez se estima esta temperatura y conociendo la temperatura de salida del motor turbina de gas, ya que viene fijada por las especificaciones técnicas del fabricante, se calcula una temperatura media del proceso de expansión en la turbina tal y como se indica a continuación:

$$T_m = \frac{T_c + T_D}{2}$$

Es necesario conocer la composición de los gases de combustión analizando la reacción química, explicada en la siguiente subsección III.3.6. Dicha composición es la siguiente:



A partir de la temperatura media calculada se obtiene el valor de la capacidad térmica en base molar de cada uno de los componentes de la mezcla de gases:

$$\bar{C}p_{\text{CO}_2}(T_m) ; \bar{C}p_{\text{H}_2\text{O}}(T_m) ; \bar{C}p_{\text{N}_2}(T_m) ; \bar{C}p_{\text{O}_2}(T_m)$$

Por último, según la hipótesis de trabajo (j), la capacidad térmica de una mezcla de gases ideales se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$\bar{C}p_{ac} = \sum_{i=1}^j \bar{X}_i \bar{C}p_i = \bar{X}_{\text{CO}_2} \bar{C}p_{\text{CO}_2} + \bar{X}_{\text{H}_2\text{O}} \bar{C}p_{\text{H}_2\text{O}} + \bar{X}_{\text{N}_2} \bar{C}p_{\text{N}_2} + \bar{X}_{\text{O}_2} \bar{C}p_{\text{O}_2}$$

Ecuación 3.1

Se puede calcular el valor de la capacidad térmica en base másica calculando el cociente entre la capacidad térmica y la masa molecular de cada gas:

$$Cp_{\text{CO}_2}(T_m) = \frac{\bar{C}p_{\text{CO}_2}(T_m)}{Mm_{\text{CO}_2}}$$

$$Cp_{H_2O}(T_m) = \frac{\bar{C}p_{H_2O}(T_m)}{Mm_{H_2O}}$$

$$Cp_{N_2}(T_m) = \frac{\bar{C}p_{N_2}(T_m)}{Mm_{N_2}}$$

$$Cp_{O_2}(T_m) = \frac{\bar{C}p_{O_2}(T_m)}{Mm_{O_2}}$$

Y sustituyendo de nuevo cada valor en la ecuación 3.1 Se obtiene la capacidad térmica en base másica de la mezcla de gases de combustión.

$$Cp_{gc} = \sum_{i=1}^j X_i Cp_i = X_{CO_2} Cp_{CO_2} + X_{H_2O} Cp_{H_2O} + X_{N_2} Cp_{N_2} + X_{O_2} Cp_{O_2}$$

A continuación se calcula el índice adiabático de la mezcla de gases ideales. Para ello se sigue el procedimiento descrito anteriormente pero tomando en este caso el valor del índice adiabático para cada uno de los gases a la temperatura media:

$$\gamma_{CO_2}(T_m) ; \gamma_{H_2O}(T_m) ; \gamma_{N_2}(T_m) ; \gamma_{O_2}(T_m)$$

Adaptando de para el caso del índice adiabático la ecuación 3.1 queda como:

$$\gamma_{gc} = \sum_{i=1}^j X_i \gamma_i = X_{CO_2} \gamma_{CO_2} + X_{H_2O} \gamma_{H_2O} + X_{N_2} \gamma_{N_2} + X_{O_2} \gamma_{O_2}$$

Por último, se puede calcular la relación de capacidades térmicas sabiendo que el índice adiabático se calcula como el cociente entre dichas capacidades:

$$\gamma_{gc} = \frac{Cp_{gc}}{Cv_{gc}} \rightarrow Cv_{gc} = \frac{Cp_{gc}}{\gamma_{gc}}$$

El análisis de la reacción química y la obtención de las fracciones másicas de los gases de combustión se detalla en el apartado 3.3.6.

Poder Calorífico Inferior del Combustible

El valor del poder calorífico inferior de un combustible es equivalente al valor de la entalpía de combustión del mismo. La entalpía de combustión es la diferencia entre la entalpía de los productos y la de los reactivos para una combustión completa a temperatura y presión determinadas [Moran, Shapiro, 2004]. Para calcular esta entalpía de combustión se debe plantear un balance de energía en la cámara de combustión:

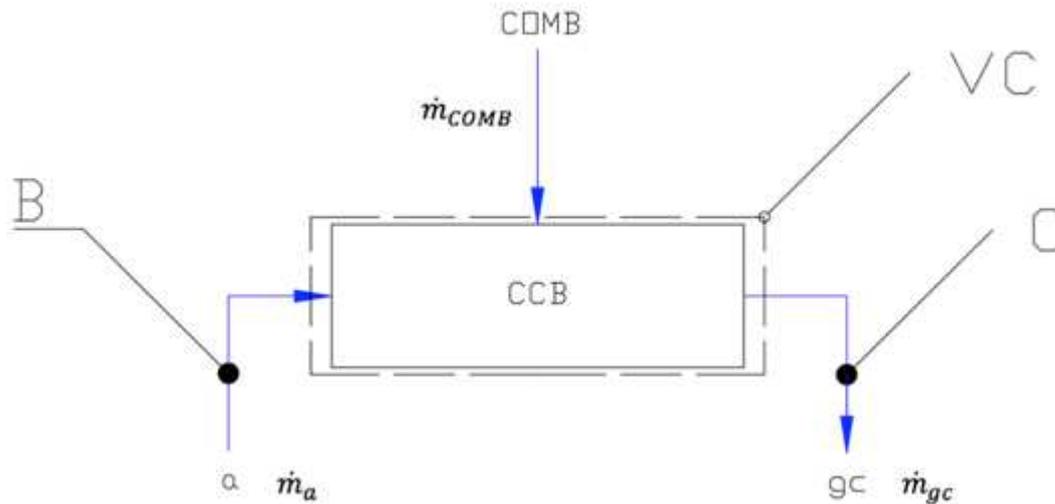


Imagen 3. 2: Transferencias de masa en la cámara de combustión

El balance de energía tomando como volumen de control el indicado en la imagen 3.2 queda de la siguiente manera:

$$\frac{dE_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{E}f_e - \sum_s \dot{E}f_s \pm \dot{W}_{vc} \pm \dot{Q}_{vc} \rightarrow$$

$$\rightarrow 0 = \dot{H}_a + \dot{H}_{COMB} - \dot{H}_{gc} - \dot{Q}_{CCB}$$

El término asociado a la transferencia de energía en forma de trabajo se elimina de la ecuación ya que en la cámara de combustión ni se desarrolla ni se consume trabajo. Expresando los términos anteriores en base molar y desarrollando cada uno de ellos queda que:

$$0 = \dot{n}_a \bar{h}_a + \dot{n}_{COMB} \bar{h}_{COMB} - \dot{n}_{gc} \bar{h}_{gc} - \dot{Q}_{CCB}$$

Ecuación 3. 2

La entalpía molar de un componente se calcula como la suma de la entalpía de formación y la variación de entalpía:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f_i}^o + \Delta \bar{h}_i$$

Donde:

$\bar{h}_{f_i}^o$: entalpía de formación del componente i .

$\Delta \bar{h}_i$: variación de entalpía molar del componente i con respecto al ambiente de referencia.

Para calcular la entalpía de combustión se considera que todos los flujos másicos que atraviesan el volumen de control lo hacen en las condiciones del ambiente de referencia, por lo tanto, el término de variación de entalpía molar es nulo. Así, la entalpía molar queda definida como la entalpía de formación:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f,i}^o$$

Sustituyendo en la ecuación 3.2 y despejando el término asociado a la transferencia de energía en forma de calor a través del volumen de control queda que:

$$\dot{Q}_{CCV} = \dot{n}_a \bar{h}_{f,a}^o + \dot{n}_{COMB} \bar{h}_{f,COMB}^o - \dot{n}_{gc} \bar{h}_{f,gc}^o$$

Si ahora se dividen los términos anteriores por el caudal molar de combustible, \dot{n}_{COMB} , se obtiene la siguiente expresión:

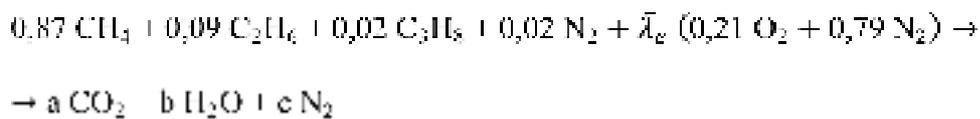
$$\frac{\dot{Q}_{CCV}}{\dot{n}_{COMB}} = \frac{\dot{n}_a}{\dot{n}_{COMB}} \bar{h}_{f,a}^o + \bar{h}_{f,COMB}^o - \frac{\dot{n}_{gc}}{\dot{n}_{COMB}} \bar{h}_{f,gc}^o$$

Ecuación 3.3

Donde:

$\frac{\dot{Q}_{CCV}}{\dot{n}_{COMB}}$: entalpía de combustión, cuyo valor equivale al poder calorífico inferior del combustible.

Para calcular la entalpía de combustión la reacción en la cámara de combustión debe ser completa, por lo que se utiliza la reacción esquetiométrica ajustada para un kilomol de combustible. Así, la reacción química de combustión queda de la siguiente manera:



Donde:

$\bar{\lambda}_a$: relación aire – combustible molar para la reacción esquetiométrica.

Se ajusta la reacción esquetiométrica para calcular los coeficientes a, b y c, así como el valor de la relación aire combustible molar. Una vez ajustada la reacción, el coeficiente que acompaña a cada componente de la reacción es el cociente entre caudal molar de ese componente y el caudal molar del combustible. Volviendo a la ecuación 3.3 y desarrollando el término de entalpía de formación en función de los componentes de cada gas se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{CCB}}{\dot{n}_{LUMB}} = & \bar{\lambda}_e \left(0,21 \bar{h}_f^o_{O_2} + 0,79 \bar{h}_f^o_{N_2} \right) + \\ & + \left(0,87 \bar{h}_f^o_{C_2H_6} + 0,09 \bar{h}_f^o_{C_2H_4} + 0,02 \bar{h}_f^o_{C_2H_2} + 0,02 \bar{h}_f^o_{N_2} \right) - \\ & - \left(a \bar{h}_f^o_{CO_2} + b \bar{h}_f^o_{H_2O} + c \bar{h}_f^o_{N_2} \right) \end{aligned}$$

Ecuación 3.4

Donde los términos englobados en el primer paréntesis son los componentes del aire seco, los términos englobados en el segundo paréntesis son los componentes del combustible y los términos englobados en el tercer paréntesis son los gases productos de la combustión completa. Observando la ecuación 3.4, para calcular la entalpía de combustión solamente es necesario conocer los valores de la entalpía de formación, por lo que una vez conocidos dichos valores se sustituyen en la ecuación 3.4 y se obtiene el valor correspondiente para la entalpía de formación.

Para obtener el valor del poder calorífico inferior en base másica se debe calcular el cociente entre la entalpía de combustión y la masa molecular del combustible, que se calcula según la siguiente expresión:

$$Mm_{COMB} = \sum_{i=1}^i \bar{X}_i Mm_i$$

Finalmente, sabiendo que el caudal molar de combustible es un kilomol, se obtiene el valor del poder calorífico inferior:

$$PCI = \frac{\dot{Q}_{CCB} / \dot{n}_{COMB}}{Mm_{COMB}}$$

III.3.4 Cálculo de los Caudales Másicos

El caudal másico de los gases producto de la combustión está fijado por las especificaciones técnicas, denotado como \dot{m}_{GE} . Por lo tanto, para completar el análisis del motor turbina de gas se necesita calcular el valor de los caudales másicos de aire y de combustible.

Para calcular el caudal másico de combustible se necesita la expresión para el rendimiento energético del motor turbina de gas, que se calcula como la relación entre los productos de energía y los recursos para producir dichos productos. Así, relacionando este concepto para el

motor turbina de gas se tiene que el producto es el trabajo neto desarrollado por el motor turbina de gas y que el recurso es la energía aportada por el flujo de combustible en la cámara de combustión. En definitiva, el rendimiento energético para un motor turbina de gas queda como:

$$\eta_{T,MTG} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\dot{m}_{COMB} PCI}$$

Ecuación 3.5

El valor del rendimiento energético del motor turbina de gas y del trabajo neto desarrollado por el motor turbina de gas vienen dados por las especificaciones técnicas, mientras que el valor del poder calorífico inferior se calcula según se ha descrito en la subsubsección III.3.3. Por lo tanto de la ecuación 3.5 para el rendimiento energético se puede despejar el valor del caudal másico de combustible:

$$\dot{m}_{COMB} = \frac{\dot{W}_{MTG}}{\eta_{T,MTG} PCI}$$

Para calcular el caudal másico de aire se toma como volumen de control el motor turbina de gas, tal y como se indica en la siguiente imagen donde se indican las entradas y salidas de flujos másicos:

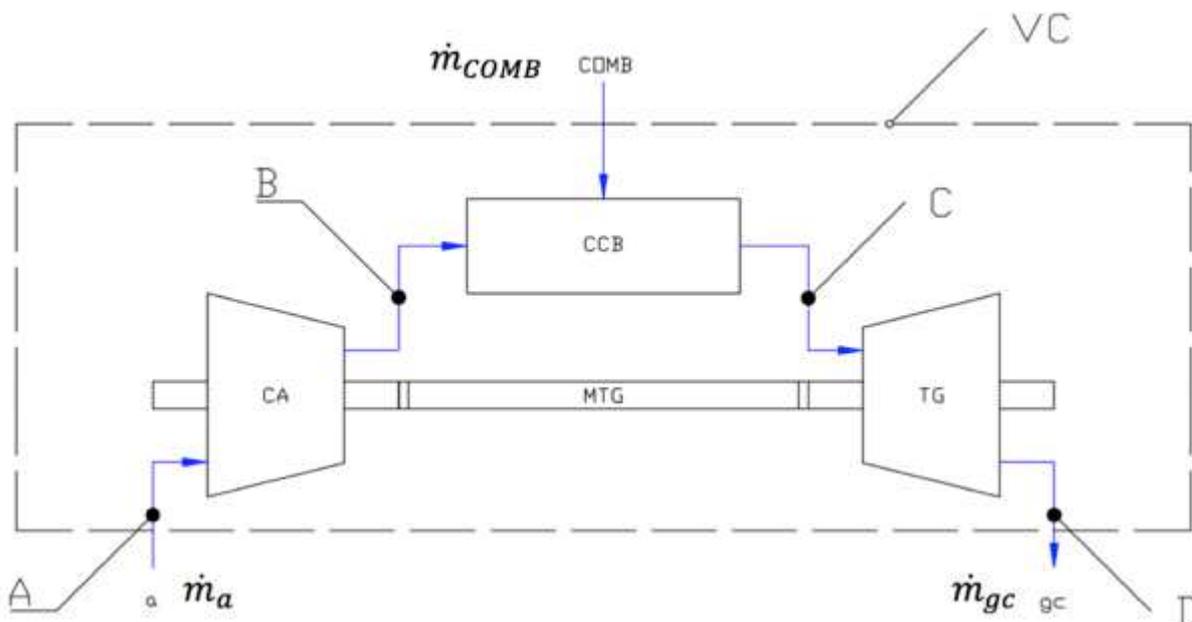


Imagen 3.3: Transferencias de masa en el motor turbina de gas

Realizando un balance de masa tomando como volumen de control el que se indica en la imagen 3.3 queda que las entradas de caudal másico corresponden al caudal másico de aire y al caudal másico de combustible, mientras que la única salida de caudal másico corresponde a los gases producto de la combustión. Por lo tanto queda que:

$$\dot{m}_a + \dot{m}_{comb} - \dot{m}_{gc} = 0$$

De donde se puede obtener el caudal másico de aire:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{gc} - \dot{m}_{comb}$$

III.3.5 Cálculo de los Estados Termodinámicos

Estado A:

El estado A es aire en condiciones atmosféricas a la entrada del compresor. Según las condiciones ISO el aire debería tener las siguientes características:

$$\text{Aire atmosférico: } \begin{cases} T_0 = 298,15 \text{ K} \\ p_0 = 1,01325 \text{ bar} \end{cases}$$

Estado B:

Para calcular las propiedades termodinámicas del estado B se necesita utilizar la expresión para el rendimiento isoentrópico de un compresor de aire:

$$\eta_{s,c,a} = \frac{\dot{W}_{s,c,a}}{\dot{W}_{c,a}}$$

Tomando como volumen de control el compresor de aire y siguiendo las hipótesis de trabajo de la subsección III.2, el balance de energía queda como sigue:

$$0 = \dot{H}_A - \dot{H}_B + \dot{W}_{c,A}$$

Por lo tanto, desarrollando el término de potencia entálpica, se tiene que el trabajo consumido por el compresor se puede obtener de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{c,A} = \dot{m}_a (h_B - h_A)$$

Y se tiene que para el caso de operación isoentrópica el trabajo consumido por el compresor quedaría denotado como:

$$\dot{W}_{s,c,A} = \dot{m}_a (h_{B,s} - h_A)$$

Ya que el estado de entrada A sería el mismo, mientras que las propiedades del estado de salida Bs varían con respecto al caso no isoentrópico por las irreversibilidades del proceso,

manteniéndose únicamente constante la presión de salida. Sustituyendo en la expresión para el rendimiento isoentrópico queda lo siguiente:

$$\eta_{s,CA} = \frac{\dot{m}_a (h_{B_s} - h_A)}{\dot{m}_a (h_B - h_A)} = \frac{h_{B_s} - h_A}{h_B - h_A}$$

Despejando la entalpía específica del estado B queda la siguiente expresión:

$$h_B = h_A + \frac{h_{B_s} - h_A}{\eta_{s,CA}}$$

Ecuación 3. 6

Por lo tanto se debe conocer el estado isoentrópico B_s para obtener el valor del estado B. El estado B_s se obtiene utilizando la hipótesis de trabajo (k). La presión a la que se debe comprimir el estado B_s se puede obtener conociendo la relación de compresión del compresor:

$$r_c = \frac{p_{B_s}}{p_A} \rightarrow p_{B_s} = r_c p_A$$

La relación de presiones en un proceso isoentrópico de un gas perfecto se calcula mediante la siguiente expresión para un proceso politrópico:

$$\frac{p_{B_s}}{p_A} = \left(\frac{T_{B_s}}{T_A} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

De donde se obtiene la temperatura del estado isoentrópico B_s:

$$T_{B_s} = T_A \left(\frac{p_{B_s}}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Asumiendo la hipótesis de trabajo (i) Se tiene que la entalpía específica del estado B_s se puede obtener como:

$$h_{B_s} = c_p T_{B_s}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 3.6 Se obtiene el valor de la entalpía específica del estado B y también se calcula el valor de la temperatura para este estado. El valor de la presión en el estado B es el mismo que para el estado B_s. En resumen, queda que:

$$T_B = \frac{h_B}{c_p}$$

$$p_B = p_{B_s}$$

Por lo tanto quedan definidas las propiedades termodinámicas del estado B a la salida del compresor.

Estado C:

Para calcular el estado C se parte de la expresión del trabajo neto desarrollado por el motor turbina de gas, es decir, el trabajo desarrollado por la turbina de gas menos el trabajo consumido por el compresor de aire:

$$\dot{W}_{MTE} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CA}$$

Ecuación 3.7

Para calcular el valor del trabajo desarrollado por la turbina de gas y el trabajo consumido por el compresor de aire se plantean los balances de energía correspondiente para cada equipo:

Compresor de aire:

La expresión para el trabajo consumido por el compresor de aire ya se obtuvo anteriormente y queda como:

$$\dot{W}_{CA} = \dot{m}_a (h_B - h_A) = \dot{m}_a c_{p_a} (T_B - T_A)$$

Ecuación 3.8

Turbina de gas:

Tomando como volumen de control la turbina de gas, tal y como se muestra en la imagen 3.4 se tiene que el balance de energía queda de la siguiente manera:

$$0 = \dot{H}_C - \dot{H}_D - \dot{W}_{TG}$$

Desarrollando los términos de potencia entálpica se tiene que:

$$\dot{W}_{TE} = \dot{m}_{gc} (h_C - h_D) = \dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_C - T_D)$$

Ecuación 3.9

Sustituyendo la ecuación 3.8 y la ecuación 3.9 en la ecuación 3.7 se obtiene lo siguiente:

$$\dot{W}_{MTE} = \dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} (T_C - T_D) - \dot{m}_a c_{p_a} (T_B - T_A)$$

De donde se puede obtener la temperatura del estado C:

$$T_C = \frac{\dot{W}_{MTE} + \dot{m}_a c_{p_a} (T_B - T_A) + \dot{m}_{gc} c_{p_{gc}} T_D}{\dot{m}_{gc} c_{p_{gc}}}$$

Ecuación 3.10

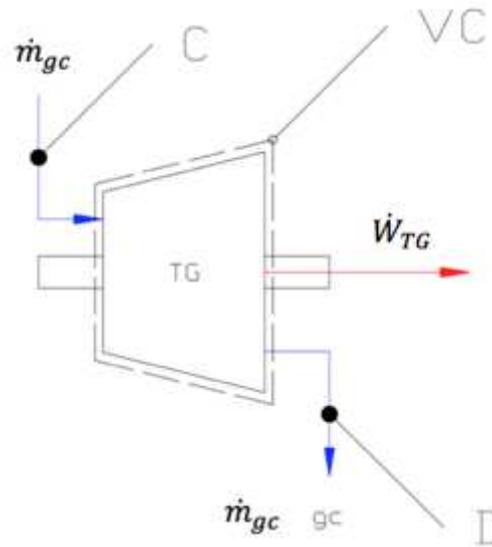


Imagen 3. 4: Transferencias de masa y energía en la turbina de gas

La temperatura en el estado D, T_D , viene fijada por las especificaciones del fabricante tal y como se muestra en la tabla 2.1. Una vez se obtiene la temperatura del estado C se pueden obtener el resto de las propiedades termodinámicas que definen el estado. La presión se calcula como la presión del estado B menos la caída de presión en la cámara de combustión, indicada en la hipótesis de trabajo (o):

$$p_C = p_B - \Delta p_{CAB} p_B$$

Por lo que la entalpía específica del estado C se puede calcular como:

$$h_C = C_{p_{gc}} T_C$$

Estado D

Según las especificaciones técnicas del fabricante el estado D queda definido por la temperatura de salida de los gases de combustión, T_D , por lo que la entalpía específica se calcula como:

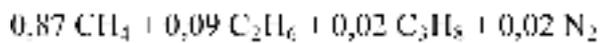
$$h_D = C_{p_{gc}} T_D$$

Para la presión de salida se supone que los gases de combustión salen de la turbina de gas a presión atmosférica.

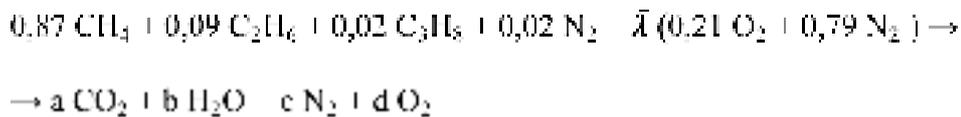
III.3.6 Cálculo de la Capacidad Térmica de los Gases de Combustión a partir del Análisis de la Reacción Química

Una vez que se han obtenido las propiedades termodinámicas que caracterizan los estados del ciclo se puede calcular con mayor exactitud la capacidad térmica de los gases de escape. Para no confundir la capacidad térmica anterior con la que se calculará en este apartado se pasa a denotar como $\dot{C}_p'_{gc}$. Para determinar este valor es necesario realizar el análisis de la reacción química que tiene lugar en la cámara de combustión.

Atendiendo a la hipótesis de trabajo (m) el combustible utilizado en el motor turbina de gas es gas natural cuya composición en base molar es la siguiente:



La reacción química sin ajustar que tiene lugar en la cámara de combustión es la siguiente:



Donde:

$\bar{\lambda}$: relación aire – combustible molar, calculada como:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_a}{\dot{n}_{comb}} = \frac{\dot{m}_a / Mm_a}{\dot{m}_{comb} / Mm_{comb}}$$

Se ajusta la reacción para un kmol de combustible y se calculan los coeficientes a, b, c y d, considerando que puede existir exceso de aire. Una vez se han hecho estos cálculos, se ajusta la reacción química para el caudal molar real de combustible; para ello se deben multiplicar todos los coeficientes (a, b, c y d) por el caudal molar real de combustible, \dot{n}_{comb} . Por último se calcula la composición de los gases de combustión tal y como se describe a continuación.

El caudal molar de cada componente de los gases de combustión es el coeficiente de la reacción de combustión ajustada para el caudal real de combustible, es decir:

$$\dot{n}_i = \text{coeficiente de la reacción química ajustada}$$

Siendo i cada uno de los componentes de los gases de combustión.

La fracción molar de cada componente de los gases de combustión se calcula como sigue:

$$\bar{X}_i = \frac{\dot{n}_i}{\dot{n}_{comb}}$$

Una vez se han calculado estos dos parámetros se siguen los siguientes pasos para calcular la capacidad térmica de los gases de combustión, Cp'_{gc} . En primer lugar se resume en la siguiente tabla la capacidad térmica de cada gas componente de los gases de combustión a una temperatura media calculada como:

$$T_m = \frac{T_c + T_D}{2}$$

Gas	T_c [K]	T_D [K]	T_m [K]	$\bar{C}p_i(T_m) \left[\frac{kJ}{kmol K} \right]$
CO ₂				
H ₂ O				
N ₂				
O ₂				

En la siguiente tabla se representa la contribución que aporta cada componente de los gases de combustión a la capacidad térmica del conjunto, calculada como:

$$\text{Contribución} = \bar{X}_i \bar{C}p_i(T_m)$$

$$Cp_i(T_m) = \frac{\bar{C}p_i(T_m)}{Mm_i}$$

Gas	Mm	\bar{X}_i	$\bar{C}p_i(T_m) \left[\frac{kJ}{kmol K} \right]$	Contribución $\left[\frac{kJ}{kmol K} \right]$	X_i	$Cp_i(T_m) \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$	Contribución $\left[\frac{kJ}{kg K} \right]$
CO							
H ₂							
N ₂							
O ₂							

$$Cp'_{gc} = \sum Cp_i$$

De donde se obtiene la capacidad térmica de los gases de combustión como:

$$Cp'_{gc} = \sum X_i Cp_i (T_m)$$

Una vez se ha calculado Cp'_{gc} , se sustituye en la ecuación 3.10 y se calcula un nuevo valor de la temperatura de salida de la cámara de combustión, que se denota como T_c' :

$$T_c' = \frac{\dot{W}_{HTG} + \dot{m}_a Cp_a (T_B - T_A) + \dot{m}_{gc} Cp'_{gc} T_B}{\dot{m}_{gc} Cp'_{gc}}$$

Una vez se calcule T_c' se repite el proceso descrito en este apartado para calcular de nuevo un valor para la capacidad térmica de los gases de combustión que se ajuste con mayor exactitud a los resultados reales. Esta nueva capacidad térmica se denota como Cp''_{gc} . Se podrían realizar más iteraciones del proceso descrito anteriormente hasta que la capacidad térmica converja a un valor determinado, pero la pequeña diferencia que existe entre el valor de la capacidad térmica para la primera iteración y la segunda justifica que no es necesario realizar un número elevado de iteraciones.

También se debe volver a calcular el índice adiabático de los gases de combustión. Para ello se sigue el proceso de forma análoga al proceso para calcular la capacidad térmica. En primer lugar se obtiene el valor del índice adiabático para cada uno de los gases a la temperatura media:

$$\gamma''_{CO_2}(T_m); \gamma''_{H_2O}(T_m); \gamma''_{N_2}(T_m); \gamma''_{O_2}(T_m)$$

A continuación se sustituyen los valores correspondientes en la siguiente expresión y se obtiene el índice adiabático de la mezcla de gases de combustión:

$$\gamma''_{gc} = \sum_{i=1}^i X_i \gamma''_i = X_{CO_2} \gamma''_{CO_2} + X_{H_2O} \gamma''_{H_2O} + X_{N_2} \gamma''_{N_2} + X_{O_2} \gamma''_{O_2}$$

Denotando el índice adiabático como γ''_{gc} para diferenciarlo del que se calculó al comienzo de esta sección. También se tiene que a partir de la relación entre capacidades térmicas se puede obtener que:

$$Cp''_{gc} = \frac{Cp''_{gc}}{\gamma''_{gc}}$$

III.3.7 Análisis Energético del Motor Turbina de Gas

Una vez se han calculado las propiedades termodinámicas de cada uno de los estados y las características de cada flujo másico que interviene en la operación, se deben calcular las

transferencias de energía en forma de calor y trabajo que intervienen en el ciclo de operación del motor turbina de gas.

Compresor de Aire

Como ya se ha visto anteriormente, el trabajo consumido por el compresor de aire se calcula a partir de la ecuación 3.8:

$$\dot{W}_{CA} = \dot{m}_a C_{p_a} (T_B - T_A)$$

Turbina de Gas:

También se conoce que el trabajo desarrollado por la turbina de gas se puede obtener a partir de la ecuación 3.9, teniendo en cuenta que ahora la capacidad térmica de los gases de combustión es la que se ha calculado en subsección III.3.6:

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_{gc} C_{p''_{gc}} (T_C - T_D)$$

Y se debe comprobar que el trabajo neto desarrollado por el motor turbina de gas coincide con las especificaciones técnicas:

$$\dot{W}_{MTG} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CA}$$

Cámara de Combustión:

La transferencia de energía en forma de calor que se genera como consecuencia de la reacción química se puede calcular como:

$$\dot{Q}_{CLC} = \dot{m}_{comb} PCI$$

En el ciclo de operación del motor turbina de gas no existen más transferencias de energía entre el entorno y los sistemas.

III.3.8 Análisis Exergético del Motor Turbina de Gas

En esta subsubsección se plantea el análisis exergético del motor turbina de gas. Para ello se plantea el balance de exergía en cada uno de los equipos que forman el motor turbina de gas con el objetivo de calcular la destrucción de exergía asociada a cada uno de ellos.

Compresor de Aire

Tomando como volumen de control el compresor de aire, tal y como se muestra en la imagen 3.5, el balance de exergía queda de la siguiente manera:

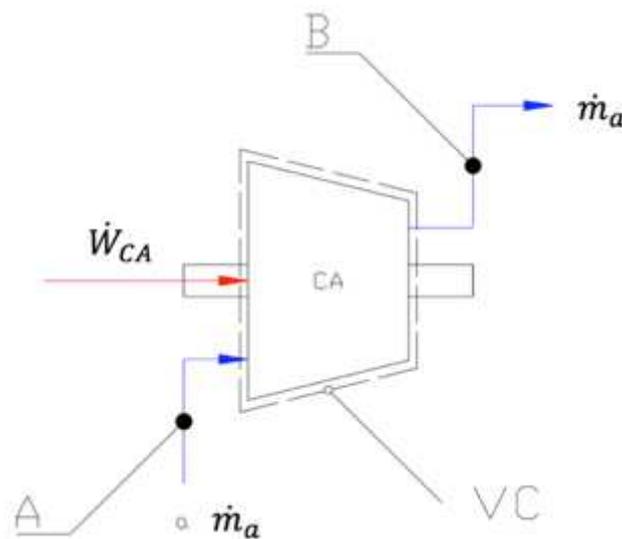


Imagen 3. 5: Transferencias de masa y energía en el compresor de aire

$$0 = \sum_e \dot{A}f_e - \sum_s \dot{A}f_s + \dot{A}w_{CA} - \dot{A}d_{CA}$$

Desarrollando los términos de destrucción de exergía asociada a los flujos másicos y el término de destrucción de exergía asociado al trabajo consumido por el compresor, el flujo de exergía destruida por unidad de tiempo se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{A}d_{CA} = \dot{m}_a (a_A - a_B) + \dot{W}_{CA}$$

Donde la diferencia de exergía específica entre el flujo de entrada y el flujo de salida se evalúa según la siguiente expresión, teniendo en cuenta las hipótesis de trabajo desarrolladas en la subsubsección III.3.2:

$$a_A - a_B = c p_a (T_A - T_B) - T_0 \left[c p_a \ln \left(\frac{T_A}{T_B} \right) - R \ln \left(\frac{p_A}{p_B} \right) \right]$$

Nótese que, en procesos como los que desarrollan el compresor de aire o la turbina de gas en los que no existen reacciones químicas, la exergía específica de flujo es la exergía asociada a la componente termomecánica.

Turbina de Gas

La exergía destruida por unidad de tiempo en la turbina de gas se evalúa siguiendo el planteamiento utilizado para el compresor de aire:

$$0 = \sum_e \dot{A}f_e - \sum_s \dot{A}f_s - \dot{A}_{W_{TC}} - \dot{A}_{D,TV}$$

Tomando como volumen de control el que se indica en la imagen 3.4 y se obtiene que el flujo de exergía destruida se calcula como:

$$\dot{A}_{D,TV} = \dot{m}_{gc} (a_c - a_v) - \dot{W}_{TV}$$

Donde en este caso la variación de exergía específica asociada a los flujos másicos del volumen de control se expresa como sigue:

$$a_c - a_v = Cp''_{gc} (T_c - T_v) - T_u \left[Cp''_{gc} \ln \left(\frac{T_c}{T_v} \right) - R \ln \left(\frac{p_c}{p_v} \right) \right]$$

Cámara de Combustión

El análisis exergético de la cámara de combustión se realiza siguiendo un proceso diferente al del análisis exergético del compresor de aire y de la turbina de gas ya que se debe tener en cuenta la componente química de la exergía. Al producirse una reacción química, la exergía de un flujo se debe evaluar como la suma de la exergía física y la exergía química:

$$a = a_f + a_q$$

La exergía física se calcula siguiendo los pasos que se han visto hasta ahora para la exergía específica en compresores y turbinas, y se recuerda que la exergía química se calcula según la siguiente expresión:

$$a_q = \sum \bar{X}_i \bar{a}_i^q + \bar{R} T_u \left| \sum \bar{X}_i \ln(\bar{X}_i) \right|$$

Donde:

\bar{a}_i^{ch} : exergía química estándar de la sustancia i . Los valores de exergía química para cada una de las sustancias que intervienen en la operación de la turbina de gas se indican en la tabla 3.3. Valores de exergía química estándar tomados de la tabla A.26 [Moran, Shapiro, 2004]. Ambiente de referencia Modelo II.

Gas	Componente	Exergía química estándar, $\bar{a}_i^{ch} \left[\frac{kJ}{kmol} \right]$
Aire	O ₂	3970
	N ₂	720
Combustible	CH ₄	831650
	C ₂ H ₆	1495840
	C ₃ H ₈	2154000
	N ₂	320
Gases de combustión	CO ₂	19870
	H ₂ O	9500
	O ₂	3970
	N ₂	720

Tabla 3. 3: Exergía química estándar para ciertos gases. Tomado de [Moran, Shapiro, 2004]

Por lo tanto, tomando como volumen de control la cámara de combustión, se observa que se tienen dos flujos de entrada y uno de salida, mientras que no existe ninguna transferencia de energía en forma de calor o trabajo con el entorno. Entonces, el balance de exergía para la cámara de combustión quedaría de la siguiente manera:

$$0 = \sum_e \dot{A}f_e - \sum_s \dot{A}f_s - \dot{A}_{D,CCV}$$

Despejando el flujo de exergía destruida por unidad de tiempo:

$$\dot{A}_{D,CCV} = \dot{A}_a + \dot{A}_{comb} - \dot{A}_{gc}$$

Ecuación 3. 11

Donde:

\dot{A}_a : exergía asociada al flujo de aire por unidad de tiempo, calculada como:

$$\dot{A}_a = \dot{n}_a a_a$$

\dot{A}_{comb} : exergía asociada al flujo de combustible por unidad de tiempo que, siguiendo la hipótesis de trabajo (n), se calcula como sigue:

$$\dot{A}_{comb} = \dot{n}_{comb} a_{comb}$$

\dot{A}_{gc} : exergía asociada al flujo de gases de combustión por unidad de tiempo, calculada como:

$$\dot{A}_{gc} = \dot{n}_{gc} a_{gc}$$

Por lo tanto, evaluando cada término por separado y sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.11 se puede calcular la exergía destruida en la cámara de combustión. A continuación, a modo de ejemplo, se explica cómo se calcularía la exergía específica para el flujo de aire. En primer lugar se tiene que:

$$\dot{A}_a = \dot{n}_a \bar{a}_a = \dot{n}_a (\bar{a}_{f,a} + \bar{a}_a^q)$$

Nótese que ambas componentes de la exergía se expresan en base molar en este caso. La componente termomecánica de la exergía solamente depende de la temperatura, presión y capacidad térmica del gas en cuestión. Para el aire a la entrada de la cámara de combustión se tiene que la temperatura y presión son las del estado B, mientras que el valor de la capacidad térmica se calcula según lo expuesto en la subsubsección III.3.3. Así, se tiene que la exergía termomecánica se calcula como sigue:

$$\bar{a}_{f,a} = \bar{c}_p (T_B - T_0) - T_0 \left[\bar{c}_p \ln \left(\frac{T_B}{T_0} \right) - \bar{R} \ln \left(\frac{p_B}{p_0} \right) \right]$$

Siendo T_0 y p_0 la temperatura y presión del ambiente de referencia.

Por otra parte, la componente química de la exergía sí depende de la composición en base molar del gas en cuestión. Así, tal y como se ha explicado anteriormente, la exergía química del aire queda expresada como sigue:

$$a_{g,a} = \bar{X}_{O_2} \bar{a}_{O_2}^q + \bar{X}_{N_2} \bar{a}_{N_2}^q + \bar{R} T_0 [\bar{X}_{O_2} \ln(\bar{X}_{O_2}) + \bar{X}_{N_2} \ln(\bar{X}_{N_2})]$$

Siendo $\bar{a}_{O_2}^q$ y $\bar{a}_{N_2}^q$ las exergías químicas estándar del oxígeno y del nitrógeno respectivamente, cuyos valores se indican en la tabla 3.3.

III.3.9 Parámetros Globales del Motor Turbina de Gas

En esta subsección se definen una serie de parámetros que terminan de caracterizar el motor turbina de gas y sirven para evaluar y analizar los resultados obtenidos.

El dosado de la cámara de combustión se calcula según la siguiente expresión:

$$f = \frac{\dot{m}_{COMB}}{\dot{m}_a}$$

El trabajo específico desarrollado en la turbina de gas se calcula como el trabajo neto desarrollado por dicha turbina dividido por el caudal másico de aire que entra al compresor de aire:

$$TETG = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_a}$$

El consumo específico de combustible se evalúa según la siguiente expresión:

$$SFC = \frac{3600 \dot{m}_{COMB}}{\dot{W}_{NETG}}$$

La relación de trabajos en un motor turbina de gas se calcula como la relación entre el trabajo consumido por el compresor de aire y la potencia desarrollada por la turbina de gas:

$$rW = \frac{\dot{W}_{CA}}{\dot{W}_{TG}}$$

El rendimiento térmico de la cámara de combustión se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{T,CCB} = \frac{\dot{m}_{gc} C_{p''gc} (T_C - T_B)}{\dot{m}_{COMB} PCI}$$

Mientras que el rendimiento exergético de la cámara de combustión se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{x,CCB} = \frac{\dot{A}_{gc}}{\dot{A}_a + \dot{A}_{COMB}}$$

Por último, el rendimiento exergético del motor turbina de gas se rige según la siguiente expresión:

$$\eta_{x,MTG} = \frac{\dot{W}_{NETG}}{\dot{A}_a + \dot{A}_{COMB}}$$

III.4 Ciclo Combinado Gas – Vapor

III.4.1 Descripción del Ciclo Combinado Gas – Vapor

En la imagen 3.6 se muestra el esquema de la central de producción de potencia mediante vapor junto con la caldera de recuperación. Se indica la nomenclatura que se utilizará para cada uno de los estados presentes en el ciclo de operación, así como las principales transferencias de energía. En el plano 1 se representa también el diagrama de procesos de la central de ciclo combinado, y en el plano 3 se detalla la caldera de recuperación.

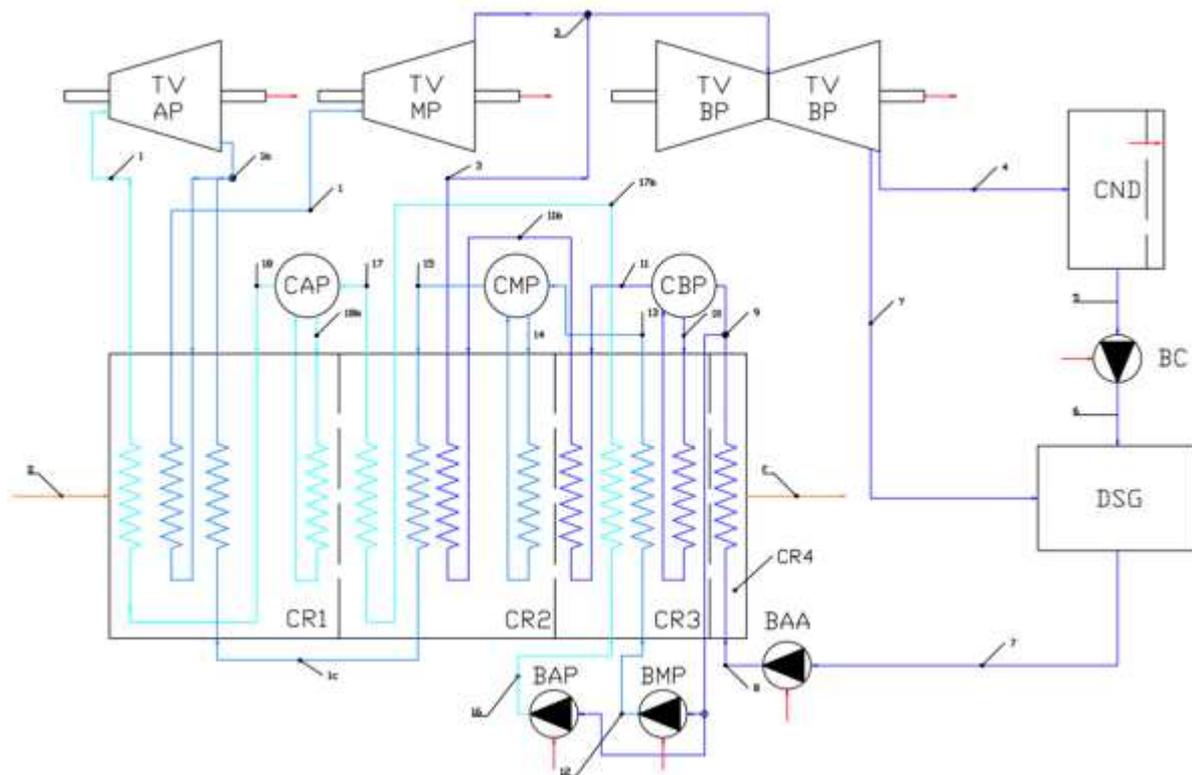


Imagen 3. 6: Diagrama de procesos del ciclo de vapor y de la caldera de recuperación

Se observa que, la caldera de recuperación está dividida en cuatro partes o etapas que siguen la configuración tradicional.

III.4.2 Hipótesis de Trabajo y Suposiciones Específicas

q) Existen una serie de pérdidas de presión en los diferentes componentes que forman el circuito del agua de alimentación. Siguiendo la experiencia y datos de operación de otras centrales de producción de potencia mediante vapor [Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006], se tiene que los valores óptimos o aconsejables para las pérdidas de presión en cada uno de los equipos que operan en la instalación son los siguientes:

Equipo	Caída de presión [bar]
Sobrecalentador, SC	$\Delta p_{SC} = [5 - 8]$
Evaporador, EV	$\Delta p_{EV} = [3 - 7]$
Economizador, ECO	$\Delta p_{ECO} = [3 - 6]$
Recalentador de media presión, RC	$\Delta p_{RC} = [1 - 3]$

Tabla 3. 4: Caídas de presión en los equipos del ciclo de vapor

Para resolver los análisis que se plantean a continuación, se escoge un valor determinado para cada etapa de alta, media o baja presión del rango indicado en la tabla 3.4.

r) También es necesario fijar valores de rendimiento isoentrópico para algunos equipos que operan en la instalación. Los valores típicos de rendimiento isoentrópicos para turbinas y bombas se muestran en la siguiente tabla [Moran, Shapiro, 2004].

Equipo	Rendimiento isoentrópico [%]
Turbina de vapor, TV	$\eta_{t.v} = [70 - 90]$
Bomba, B	$\eta_{b} = [75 - 85]$

Tabla 3. 5: Rendimientos isoentrópicos de turbinas y bombas del ciclo de vapor

s) Se tiene que se deben fijar valores de *Pinch Point* y de *Approach* para completar el análisis de los estados termodinámicos que están presentes dentro de la caldera de recuperación. Valores óptimos de Pinch Point y Approach se muestran en la siguiente tabla [Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006].

Parámetro	Magnitud [K]
Pinch Point, PP	$\Delta T_{PP} = [4,5 - 7]$
Approach, AP	$\Delta T_{AP} = [4,5 - 7]$

Tabla 3. 6: Valores supuestos de Pinch Point y Approach

t) Para simplificar los cálculos en ciertas partes del circuito es necesario realizar las siguientes suposiciones con respecto a algunos estados termodinámicos:

El agua de alimentación a la salida del calderín y entrada al evaporador se encuentra en estado de líquido saturado.

El agua de alimentación a la salida del evaporador y entrada al calderín se encuentra en estado de vapor saturado.

El agua de alimentación a la salida del condensador se encuentra en estado de líquido saturado.

El agua de alimentación a la salida del desgasificador se encuentra en estado de líquido saturado.

u) En el condensador se cede calor al entorno y el agua de alimentación sufre un cambio de fase, de mezcla bifásica a líquido saturado, a temperatura constante. Esta temperatura se denomina temperatura de condensación y se supone el siguiente valor:

$$T_{c,pu} = 30 \text{ }^\circ\text{C} = 303,15 \text{ K}$$

v) En la turbina de baja presión se realiza una extracción de vapor o sangrado que se utiliza para precalentar el agua de alimentación en el desgasificador. Se debe elegir una presión de extracción que sea menor que la presión de entrada a la turbina pero mayor que la presión de salida de la turbina. En este caso se toma el siguiente valor para la presión de extracción:

$$p_v = 0,5 \text{ bar}$$

w) Los fluidos en fase líquida varían muy poco su volumen específico y energía interna en función de la presión a una determinada temperatura. Esto quiere decir que para un líquido en un estado dado su entalpía específica varía muy poco con respecto a la entalpía específica del líquido a la misma temperatura pero en estado de líquido saturado. Por ello, en algunos de los cálculos que se plantean en este apartado, se utilizará la entalpía específica del líquido saturado a una determinada temperatura como aproximación a la entalpía específica del líquido subenfriado a la misma temperatura, esto es:

$$h(T, p) \approx h_{\text{liq,sat}}(T)$$

(x) El sistema de refrigeración en el condensador utilizado en la central térmica de vapor en estudio se supone como sistema de refrigeración por captación directa. En este tipo de sistemas el impacto ambiental que se genera es muy importante, por lo que la normativa europea exige que el salto térmico que experimente el agua de refrigeración no sea superior a 3 °C y además el agua de refrigeración a la salida del condensador no debe ser superior de 30 °C. Con esto, si se toma fija como localización para el estudio las Islas Canarias, la temperatura del agua del mar está entorno a:

$$T_{r1} \approx 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Donde:

T_{r1} : temperatura del caudal de refrigeración a la entrada del condensador. [$^{\circ}\text{C}$]

Por lo que la temperatura a la salida del condensador del caudal de refrigeración no debe ser mayor de:

$$T_{r2} \leq T_{r1} + \text{Salto Térmico} = T_{r1} + 3^{\circ}\text{C}$$

Donde:

T_{r2} : temperatura del caudal de refrigeración a la salida del condensador. [$^{\circ}\text{C}$]

Aunque las propiedades se aproximan a agua pura.

III.4.3 Cálculo de los Estados Termodinámicos

Para calcular las principales propiedades de los estados termodinámicos que caracterizan el circuito se sigue el procedimiento que se describe a continuación, pero para ejecutar los cálculos se utiliza el programa informático Engineering Equation Solver (EES), un software que resuelve sistemas de ecuaciones y tiene implementada varias librerías de propiedades. Una de las librerías que incorpora es de propiedades termodinámicas de diversos fluidos, de forma que dadas una serie de parámetros es capaz de devolver una propiedad relacionada con estos parámetros. Por ejemplo, si se quiere conocer la entalpía específica del agua a temperatura T y a presión p , basta con insertar el siguiente código y el programa nos devuelve la propiedad solicitada:

$$h = \text{enthalpy}(\text{Water}; T; p)$$

Por lo tanto, a la hora de resolver los análisis que se plantean a continuación resulta una herramienta muy útil, ya que evita tener que consultar tablas manualmente u otros medios para obtener las propiedades termodinámicas requeridas. En el anexo VI se adjunta el código que se ha implementado para ejecutarlo en EES y resolver el análisis de la instalación. Una vez aclarado esto, se pasa a describir el procedimiento de cálculo utilizado para obtener las principales propiedades termodinámicas que componen el ciclo de vapor.

Estados 1, 2 y 3

Los estados 1, 2 y 3 son los estados de entrada a las turbinas de alta presión, baja presión y media presión respectivamente. Estos estados los fija el fabricante indicando su temperatura y presión. Por lo tanto, siguiendo lo descrito anteriormente, se introduce el siguiente código en

EES para que devuelva la entalpía y la entropía, propiedades termodinámicas que serán necesarias para el análisis de la instalación:

$$\text{Estado 1} \begin{cases} h_1 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_1; p = p_1) \\ s_1 = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_1; p = p_1) \end{cases}$$

$$\text{Estado 2} \begin{cases} h_2 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_2; p = p_2) \\ s_2 = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_2; p = p_2) \end{cases}$$

$$\text{Estado 3} \begin{cases} h_3 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_3; p = p_3) \\ s_3 = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_3; p = p_3) \end{cases}$$

Estado 1b

Para calcular la presión del estado 1b se hace uso de la hipótesis de trabajo (q), donde se tiene que la caída de presión en el recalentador de media presión es de:

$$\Delta p_{RC} = 1,5 \text{ bar}$$

Por lo tanto la presión del estado 1b se puede obtener mediante la siguiente expresión, ya que debe ser la presión que se necesite en 2 más la caída de presión que sufre el agua de alimentación a su paso por el recalentador de media presión:

$$p_{1b} = p_2 + \Delta p_{RC}$$

Para calcular el estado 1b es necesario utilizar la expresión de rendimiento isoentrópico para una turbina de vapor y obtener en primer lugar el estado de salida en operación isoentrópica 1b_s. Siguiendo la hipótesis de trabajo (r), se tiene que:

$$\eta_{S.TVAP} = \frac{\dot{W}_{TVAP}}{\dot{W}_{S.TVAP}}$$

Ecuación 3. 12

Tomando como volumen de control la turbina de vapor de alta presión, tal y como se indica en la imagen 3.7, el balance de masa quedaría de la siguiente manera:

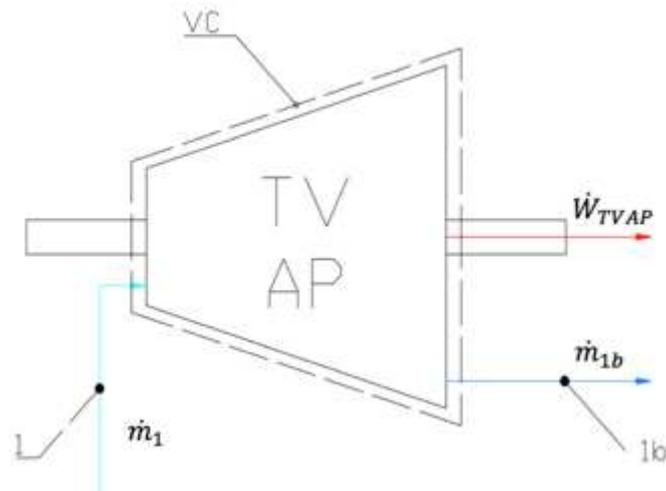


Imagen 3. 7: Transferencias de masa y energía en la turbina de vapor de alta presión

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{1b} \rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_{1b}$$

Se obtiene que el caudal másico de entrada es igual que el caudal másico de salida. Planteando el balance de energía sobre el volumen de control de la imagen 3.7:

$$0 = \dot{H}_1 - \dot{H}_{1b} - \dot{W}_{TVAP}$$

Despejando el término correspondiente al trabajo desarrollado por la turbina de vapor y desarrollando los términos correspondientes a potencias entálpicas queda que:

$$\dot{W}_{TVAP} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{1b})$$

Y se tiene que para el caso de operación isoentrópica el trabajo desarrollado por la turbina sería el siguiente:

$$\dot{W}_{s,TVAP} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{1bs})$$

Sustituyendo las dos expresiones anteriores en la ecuación 3.12 se obtiene la siguiente relación que permite calcular la entalpía del estado 1b:

$$\eta_{s,TVAP} = \frac{\dot{m}_1 (h_1 - h_{1b})}{\dot{m}_1 (h_1 - h_{1bs})} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_{1b} = h_1 - \eta_{s,TVAP} (h_1 - h_{1bs})$$

Ecuación 3. 13

Antes, se deben calcular las propiedades del estado 1b_s. Para ello se conoce que la presión debe ser la misma que para el estado 1b, y la entropía debe ser la misma que para el estado 1

ya que se corresponde con un proceso isoentrópico. Por lo tanto se introduce el siguiente código en EES y se calcula la entalpía del estado en cuestión:

$$\text{Estado } 1b_s \begin{cases} s_{1b_s} = s_1 \\ h_{1b_s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{1b}; s = s_{1b_s}) \end{cases}$$

Una vez se calcula la entalpía del estado 1b_s, se sustituye en la ecuación 3.13 y se obtiene la entalpía del estado 1b. A continuación se calcula con EES la entropía y temperatura de dicho estado mediante el siguiente código:

$$\text{Estado } 1b \begin{cases} T_{1b} = \text{temperature}(\text{Water}; p = p_{1b}; h = h_{1b}) \\ s_{1b} = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_{1b}; h = h_{1b}) \end{cases}$$

Estado 1c

El estado 1c es un estado intermedio entre el estado 15 y el estado 1b. Se impone este estado en el diagrama de flujos de la caldera de recuperación para asegurar la transferencia de calor de los gases de combustión al agua de alimentación. Para ello, este estado debe estar a la misma temperatura que el estado 18b y a una presión intermedia entre el estado 1b y el estado 15. Por lo que queda que:

$$\text{Estado } 1c \begin{cases} T_{1c} = T_{18b} \\ p_{1c} = p_{1b} + \frac{\Delta p_{3c:MP}}{2} \end{cases}$$

Por lo que se puede calcular la entalpía y entropía de este estado como:

$$\text{Estado } 1c \begin{cases} h_{1c} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{1c}; p = p_{1c}) \\ s_{1c} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{1c}; p = p_{1c}) \end{cases}$$

Estado Y

El cálculo del estado Y se realiza de forma análoga que al estado 1b, por lo que a continuación se indican de forma resumida las ecuaciones y el código utilizado en EES. En la hipótesis de trabajo (v) se fija la presión de extracción del sangrado, por lo que en primer lugar se calcula el estado isoentrópico Y_s:

$$\text{Estado } Y_s \begin{cases} s_{Y_s} = s_3 \\ h_{Y_s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_Y; s = s_{Y_s}) \end{cases}$$

Se plantea a continuación la expresión de rendimiento isoentrópico para la turbina de baja presión y aplicando el procedimiento de forma análoga al estado 1b se obtiene siguiente expresión para calcular la entalpía específica del estado Y:

$$\eta_{s,RVBF} = \frac{\dot{W}_{RVBF}}{\dot{W}_{s,RVBF}} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_f = h_3 - \eta_{s,RVBF} (h_3 - h_{v_s})$$

Y se calculan sus propiedades termodinámicas con el siguiente código en EES:

$$\text{Estado Y} \begin{cases} T_Y = \text{temperature}(\text{Water}; p = p_Y; h = h_Y) \\ s_Y = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_Y; h = h_Y) \end{cases}$$

Estado 4

Se realiza de forma análoga a los dos estados anteriores, con la diferencia de que en este caso la presión se calcula como la presión de saturación a la temperatura de condensación ya que, atendiendo al diagrama T-s mostrado en la imagen 2.7, la temperatura del estado 5 que se ha supuesto saturado es la misma que la del estado 4. Para ello se introduce en EES el siguiente código:

$$p_4 = p_{sat}(\text{Water}; T = T_{COND})$$

El procedimiento que sigue es igual que en los casos anteriores; se calcula el estado isoentrópico 4s:

$$\text{Estado 4}_s \begin{cases} s_{4_s} = s_f \\ h_{4_s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_4; s = s_{4_s}) \end{cases}$$

Planteando la ecuación del rendimiento isoentrópico se la entalpía específica del estado 4:

$$\eta_{s,RVBF} = \frac{\dot{W}_{RVBF}}{\dot{W}_{s,RVBF}} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_4 = h_f - \eta_{s,RVBF} (h_f - h_{4_s})$$

Y se calculan las propiedades termodinámicas del estado 4 con el siguiente código en EES:

$$\text{Estado 4} \begin{cases} T_4 = \text{temperature}(\text{Water}; p = p_4; h = h_4) \\ s_4 = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_4; h = h_4) \end{cases}$$

Estado 5

En la hipótesis de trabajo (t) se asume que el agua de alimentación a la salida del condensador es líquido saturado. La presión en ese estado es la misma que en el estado anterior, es decir, la presión de saturación a la temperatura de condensación:

$$p_5 = p_4 = p_{sat}(\text{Water}; T = T_{COND})$$

La temperatura es la temperatura de condensación fijada en la hipótesis de trabajo (u):

$$T_3 = T_{c,u}$$

En este caso se obtienen las propiedades termodinámicas con EES indicando que al ser líquido saturado el título de vapor, x , debe ser nulo:

$$\text{Estado 5} \begin{cases} h_5 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_3; x = 0) \\ s_5 = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_3; x = 0) \end{cases}$$

Estado 6

La presión en el estado 6, tal y como se puede observar en el diagrama T-s de la imagen 2.7, es la misma que la presión para el estado Y, por lo que:

$$p_6 = p_Y$$

Para calcular el resto de propiedades termodinámicas de este estado es necesario hacer uso de la expresión para el rendimiento isoentrópico de una bomba.

$$\eta_{s,bc} = \frac{\dot{W}_{s,bc}}{\dot{W}_{bc}}$$

Ecuación 3. 14

Tomando como volumen de control la bomba, según se muestra en la imagen 3.8, el balance de masa quedaría de la siguiente manera:

$$0 = \dot{m}_5 - \dot{m}_6 \rightarrow \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Por lo que tenemos que el caudal másico de entrada es igual al caudal másico de salida. Planteando el balance de energía para el mismo volumen de control nos queda que:

$$0 = \dot{H}_5 - \dot{H}_6 + \dot{W}_{bc}$$

Despejando el término correspondiente al trabajo consumido por la bomba de condensado y desarrollando los términos asociados a la entalpía de los flujos másicos:

$$\dot{W}_{bc} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5)$$

Ecuación 3. 15

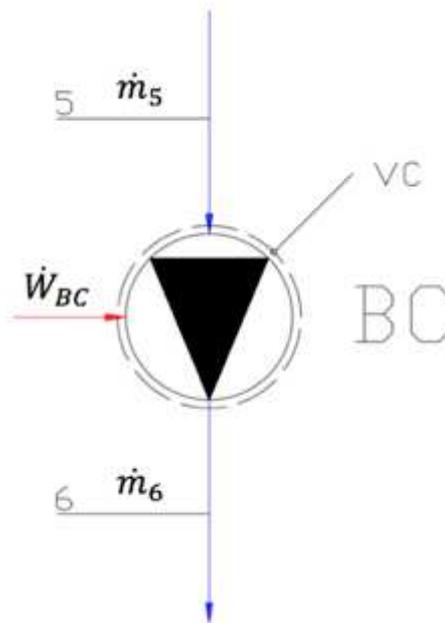


Imagen 3. 8: Transferencias de masa y energía en la bomba de condensado

Expresando la ecuación 3.15 para el caso de operación isoentrópica queda que:

$$\dot{W}_{s,BC} = \dot{m}_5 (h_{6s} - h_5)$$

Sustituyendo las expresiones anteriores en la ecuación 3.14 se obtiene la siguiente relación para calcular la entalpía específica del estado 6:

$$\eta_{s,BC} = \frac{\dot{m}_5 (h_{6s} - h_5)}{\dot{m}_5 (h_6 - h_5)} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_6 = h_5 + \frac{(h_{6s} - h_5)}{\eta_{s,BC}}$$

Ecuación 3. 16

Por lo que es necesario calcular en primer lugar el estado isoentrópico 6s. Para ello se sigue el procedimiento ya descrito y se introduce el siguiente código en EES:

$$\text{Estado } 6_s \begin{cases} s_{6s} = s_5 \\ h_{6s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_6; s = s_{6s}) \end{cases}$$

Una vez se calcula la entalpía específica del estado 6s se vuelve a la ecuación 3.16 y se obtiene el valor de la entalpía específica del estado 6. Por último se introduce el siguiente código en EES para completar la caracterización de dicho estado:

$$\text{Estado } 6 \begin{cases} T_6 = \text{temperature}(\text{Water}; p = p_6; h = h_6) \\ s_6 = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_6; h = h_6) \end{cases}$$

Estado 7

El estado 7 debe ser líquido saturado. La presión, atendiendo al diagrama T-s, debe ser la misma que para el estado Y, por lo que:

$$p_7 = p_Y$$

La temperatura de este estado es la temperatura de saturación a la presión del desgasificador:

$$T_7 = T_{sat}(\text{Water}; p = p_7)$$

Al ser líquido saturado, el resto de propiedades termodinámicas se calculan de forma análoga a las calculadas en el estado 5. Para ello se introduce en el siguiente código en EES, indicando que al ser líquido saturado el título debe ser 0:

$$\text{Estado 7} \begin{cases} h_7 = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_7; x = 0) \\ s_7 = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_7; x = 0) \end{cases}$$

Estado 8

A partir del estado 8 existen una serie de estados de los que se requiere conocer la presión de cada uno de ellos a partir de la presión que se requiere a la entrada de cada una de las turbinas de vapor y sumando las caídas de presión que sufre el agua de alimentación a medida que pasa de líquido subenfriado a vapor sobrecalentado. Para calcular las caídas de presión que corresponden a cada proceso con mayor facilidad se realiza el siguiente diagrama T-s en el que se amplifica o exagera la zona de líquido subenfriado. De esta manera se puede observar con mayor claridad los procesos que se sigue en cada camino del agua de alimentación.

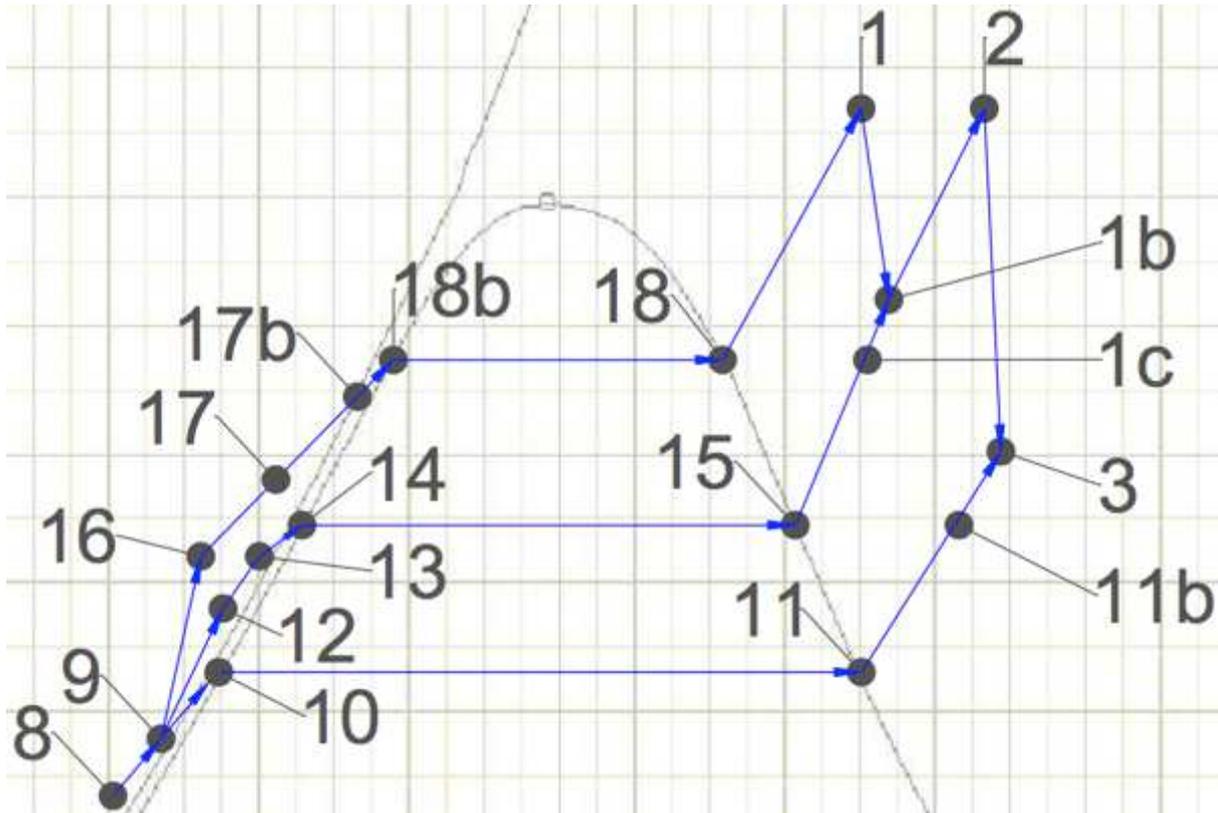


Imagen 3. 9: Diagrama T-s con zona de líquido subenfriado ampliada

Se insiste en que el diagrama T-s mostrado anteriormente no tiene validez real, solamente se representa de esta forma para distinguir con mayor claridad los estados presentes en la zona de líquido subenfriado, que en los otros diagramas T-s reales son imposibles de identificar. Así, se observa que el estado 8 necesita adquirir la presión de entrada a la turbina de baja presión y se deben añadir las caídas de presión en el economizador de baja presión, el evaporador de baja presión y el sobrecalentador de baja presión. Por lo tanto queda que:

$$p_8 = p_2 + \Delta p_{ECOBP} + \Delta p_{EVBP} + \Delta p_{SCBP}$$

Para calcular el resto de propiedades termodinámicas se sigue el procedimiento descrito para calcular el estado 6. A partir del rendimiento isoentrópico de la bomba de agua de alimentación se obtiene la siguiente expresión:

$$\eta_{s.BA.A} = \frac{\dot{m}_7 (h_{8s} - h_7)}{\dot{m}_7 (h_8 - h_7)} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_{8s} = h_7 + \frac{(h_{8s} - h_7)}{\eta_{s.BA.A}}$$

Se debe calcular el estado isoentrópico 8_s . Para ello se introduce en EES lo siguiente:

$$\text{Estado } 8_s \begin{cases} s_{8_s} = s_7 \\ h_{8_s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_8; s = s_{8_s}) \end{cases}$$

Una vez calculado esto, se sustituye en la expresión para la entalpía específica del estado 8 y se introduce en EES el siguiente código para terminar de definir las propiedades termodinámicas:

$$\text{Estado } 8 \begin{cases} T_8 = \text{temperature}(\text{Water}; p = p_8; h = h_{8_s}) \\ s_8 = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_8; h = h_8) \end{cases}$$

Estado 9

El estado 9 se encuentra a la misma presión que el estado 10 ya que no se consideran pérdidas de presión en el calderín. Por lo tanto:

$$p_9 = p_{10}$$

La presión del estado 10 se determina en el siguiente punto de estudio. En la siguiente imagen se muestra el perfil de temperaturas dentro de la caldera de recuperación:

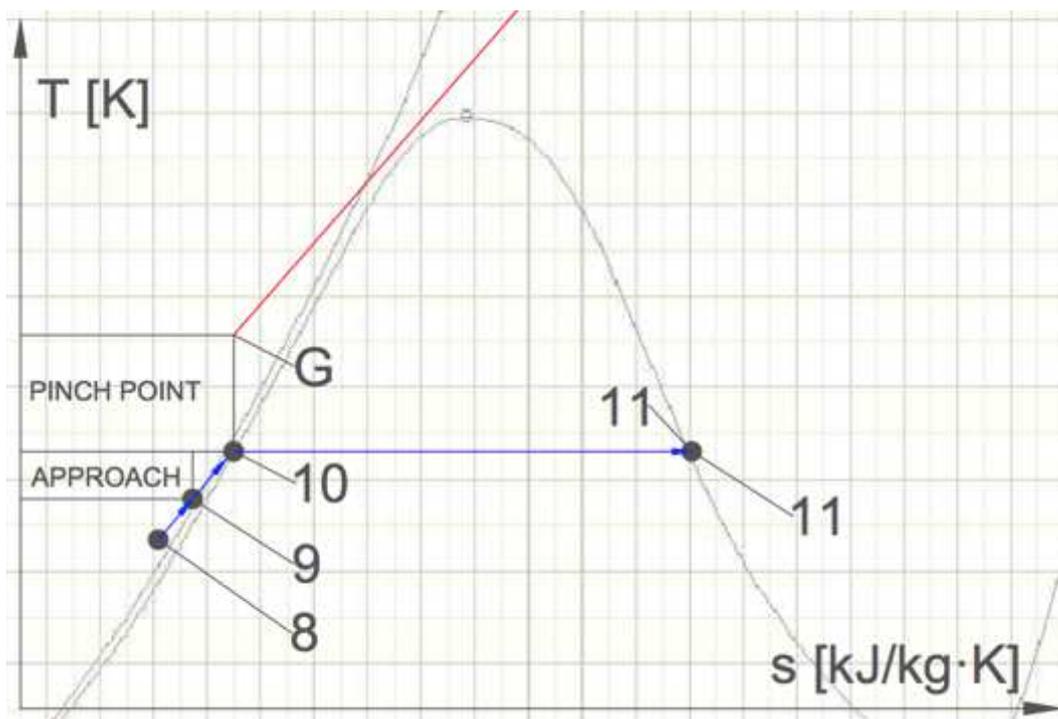


Imagen 3. 10: Perfil de temperaturas en la caldera de recuperación

La temperatura del estado 9 se determina utilizando el concepto de Approach, que se define como la diferencia de temperatura que existe entre el agua de alimentación a la salida del calderín y el agua de alimentación a la entrada del mismo, es decir:

$$\Delta T_{AP} = T_{10} - T_9 \rightarrow$$

$$\rightarrow T_9 = T_{10} - \Delta T_{AP}$$

Así, se puede calcular la temperatura del estado 9. La temperatura del estado 10 se determina en el siguiente punto de estudio. Una vez se conoce la temperatura y la presión del estado 9, se introduce el siguiente código en EES para calcular el resto de propiedades de dicho estado:

$$\text{Estado 9 } \begin{cases} h_9 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_9; p = p_9) \\ s_9 = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_9; p = p_9) \end{cases}$$

Estado 10

Atendiendo a al diagrama T-s de la imagen 2.7, se tiene que la presión en el estado 10 debe ser la presión de entrada en la turbina de baja presión y sumarle la caída de presión en el evaporador de baja presión y la caída de presión en el sobrecalentador de baja presión, así:

$$p_{10} = p_3 + \Delta p_{EVAP} + \Delta p_{SCBP}$$

Según la de trabajo (t), el estado 10 a la salida del calderín y entrada al evaporador debe ser líquido saturado, por lo que la temperatura del estado 10 será la temperatura de saturación a la presión de dicho estado:

$$T_{10} = T_{sat}(\text{Water}; p = p_{10})$$

Por último, la entalpía y entropía específicas se calculan indicando en EES que se trata de líquido saturado y que por lo tanto el título de vapor debe ser nulo:

$$\text{Estado 10 } \begin{cases} h_{10} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{10}; x = 0) \\ s_{10} = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_{10}; x = 0) \end{cases}$$

Estado 11

Según la imagen 2.7, el fluido en el estado 11 solamente debe vencer la pérdida de carga del tramo del sobrecalentador de baja presión, por lo que la presión será:

$$p_{11} = p_3 + \Delta p_{SCBP}$$

Y el fluido de trabajo en la salida del evaporador debe ser vapor saturado, por lo que la temperatura del estado 11 debe ser la temperatura de saturación a la presión de dicho estado:

$$T_{11} = T_{sat}(\text{Water}; p = p_{11})$$

En este caso la entalpía y la entropía específica se calculan indicando en EES que se trata de vapor saturado y que por lo tanto el título de vapor debe ser uno:

$$\text{Estado 11} \begin{cases} h_{11} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{11}; x = 1) \\ s_{11} = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_{11}; x = 1) \end{cases}$$

A continuación se describen los estados 12, 13, 14 y 15, en los que la metodología empleada para obtener las propiedades termodinámicas es la misma que la utilizada para los estados 8, 9, 10 y 11 respectivamente.

Estado 11b

De nuevo se debe crear un estado intermedio para la etapa de sobrecalentamiento, en este caso de baja presión. El estado 11b es un estado intermedio entre el estado 11 y el estado 3, cuyas propiedades quedan definidas como:

$$\text{Estado 11b} \begin{cases} T_{11b} = T_{14} \\ p_{11b} = p_3 + \frac{\Delta p_{SCBP}}{2} \end{cases}$$

Por lo que se puede calcular la entalpía y entropía de este estado como:

$$\text{Estado 11b} \begin{cases} h_{11b} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{11b}; p = p_{11b}) \\ s_{11b} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{11b}; p = p_{11b}) \end{cases}$$

Estado 12

Se observa que el estado 12 necesita adquirir la presión de entrada a la turbina de media presión y sumarse las caídas de presión en el economizador de media presión, el evaporador de media presión y el sobrecalentador de media presión. Entonces queda que:

$$p_{12} = p_{1b} + \Delta p_{ECONP} + \Delta p_{EVAP} + \Delta p_{SCMP}$$

Utilizando la expresión para el rendimiento isoentrópico de la bomba de media presión se tiene que:

$$\eta_{s,BMP} = \frac{\dot{m}_{12} (h_{12s} - h_9)}{\dot{m}_{12} (h_{12} - h_9)} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_{12} = h_9 + \frac{(h_{12s} - h_9)}{\eta_{s,BMP}}$$

El estado isoentrópico 12_s se calcula en EES con el siguiente código:

$$\text{Estado 12}_s \begin{cases} s_{12s} = s_9 \\ h_{12s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{12}; s = s_{12s}) \end{cases}$$

Se sustituye en la expresión para la entalpía específica del estado 12 y para terminar de definir las propiedades termodinámicas se introduce en EES el siguiente código:

$$\text{Estado 12} \begin{cases} T_{12} = \text{temperature} (\text{Water}; p = p_{12}; h = h_{12}) \\ s_{12} = \text{entropy} (\text{Water}; p = p_{12}; h = h_{12}) \end{cases}$$

Estado 13:

El estado 13 se encuentra a la misma presión que el estado 14 ya que no se consideran pérdidas de presión en el calderín. Por lo tanto:

$$p_{13} = p_{14}$$

En este caso el Approach se define como sigue:

$$\Delta T_{AP} = T_{14} - T_{13} \rightarrow$$

$$\rightarrow T_{13} = T_{14} - \Delta T_{AP}$$

Una vez se conoce la temperatura y la presión del estado 13, se introduce el siguiente código en EES para calcular el resto de propiedades:

$$\text{Estado 13} \begin{cases} h_{13} = \text{enthalpy} (\text{Water}; T = T_{13}; p = p_{13}) \\ s_{13} = \text{entropy} (\text{Water}; T = T_{13}; p = p_{13}) \end{cases}$$

Estado 14

La presión en el estado 14 debe ser la presión de entrada en la turbina de media presión y sumarle la caída de presión en el evaporador de media presión y la caída de presión en el sobrecalentador de media presión, así:

$$p_{14} = p_{1b} + \Delta p_{EVAP} + \Delta p_{SCMP}$$

Teniendo en cuenta que el estado 14 a la salida del calderín y entrada al evaporador debe ser líquido saturado, su temperatura será la temperatura de saturación a la presión de dicho estado:

$$T_{14} = T_{sat} (\text{Water}; p = p_{14})$$

La entalpía y entropía específicas se calculan indicando en EES que se trata de líquido saturado y que por lo tanto el título de vapor debe ser nulo:

$$\text{Estado 14} \begin{cases} h_{14} = \text{enthalpy} (\text{Water}; p = p_{14}; x = 0) \\ s_{14} = \text{entropy} (\text{Water}; p = p_{14}; x = 0) \end{cases}$$

Estado 15

El agua de alimentación en el estado 15 solamente debe vencer la pérdida de carga del tramo del sobrecalentador de media presión, por lo que la presión será:

$$p_{15} = p_{1b} + \Delta p_{SCMP}$$

El fluido de trabajo en la salida del evaporador es vapor saturado, por lo que la temperatura del estado 15 debe ser la temperatura de saturación a la presión de dicho estado:

$$T_{15} = T_{sat}(\text{Water}; p = p_{15})$$

Finalmente la entalpía y la entropía específica se calculan indicando en EES que se trata de vapor saturado y que por lo tanto el título de vapor debe ser uno:

$$\text{Estado 15} \begin{cases} h_{15} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{15}; x = 1) \\ s_{15} = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_{15}; x = 1) \end{cases}$$

Estado 16

Se calcula de igual manera que los estados 8 y 12. El estado 16 debe adquirir la presión de entrada a la turbina de alta presión y superar las caídas de presión en el economizador de alta presión, el evaporador de alta presión y el sobrecalentador de alta presión, por lo que:

$$p_{16} = p_1 + \Delta p_{ECOPAP} + \Delta p_{EVAPAP} + \Delta p_{SCAP}$$

Utilizando la expresión para el rendimiento isoentrópico de la bomba de alta presión queda que:

$$\eta_{s,BAP} = \frac{\dot{m}_{16} (h_{16s} - h_9)}{\dot{m}_{16} (h_{16} - h_9)} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_{16} = h_9 + \frac{(h_{16s} - h_9)}{\eta_{s,BAP}}$$

Para calcular el estado isoentrópico 16_s se introduce en EES el siguiente código:

$$\text{Estado 16}_s \begin{cases} s_{16s} = s_9 \\ h_{16s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{16}; s = s_{16s}) \end{cases}$$

Se sustituye en la expresión para la entalpía específica del estado 16 y para terminar de definir las propiedades termodinámicas se introduce en EES el siguiente código:

$$\text{Estado 16} \begin{cases} T_{16} = \text{temperature}(\text{Water}; p = p_{16}; h = h_{16}) \\ s_{16} = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_{16}; h = h_{16}) \end{cases}$$

Estado 17

La caldera de un solo paso se modelará termodinámicamente como una caldera tradicional, en consecuencia, las propiedades termodinámicas del estado 17 se calculan de forma análoga a las propiedades del estado 13, tal y como se indica a continuación. El estado 17 debe tener

la presión necesaria para alcanzar la presión a la entrada de la turbina de alta presión y vencer la caída de presión en el evaporador de alta presión y el sobrecalentador de alta presión

$$p_{17} = p_1 + \Delta p_{EVAP} + \Delta p_{SCAP}$$

En este caso el Approach se define como:

$$\Delta T_{AP} = T_{1HE} - T_{17} \rightarrow$$

$$\rightarrow T_{17} = T_{1HE} - \Delta T_{AP}$$

Se introduce el siguiente código en EES una vez conocida la temperatura y la presión del estado 17 para obtener el resto de propiedades:

$$\text{Estado 17} \begin{cases} h_{17} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{17}; p = p_{17}) \\ s_{17} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{17}; p = p_{17}) \end{cases}$$

Estado 17b

El estado 17b es un estado intermedio entre el estado 16 y el estado 17, en la etapa de economizador de alta presión, cuyas propiedades quedan definidas como:

$$\text{Estado 17b} \begin{cases} T_{17b} = T_{14} \\ p_{17b} = p_1 + \frac{\Delta p_{ECONAP}}{2} + \Delta p_{EVAP} + \Delta p_{SCAP} \end{cases}$$

Por lo que se puede calcular la entalpía y entropía de este estado como:

$$\text{Estado 17b} \begin{cases} h_{17b} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{17b}; p = p_{17b}) \\ s_{17b} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{17b}; p = p_{17b}) \end{cases}$$

Estado 18b

La presión del estado 18b debe ser la misma que la presión para el estado 17, ya que no se consideran pérdidas de presión en el calderín:

$$p_{18b} = p_{17}$$

Al tomar el estado 18b como líquido saturado se tiene que la temperatura debe ser la temperatura de saturación a la presión de dicho estado:

$$T_{18b} = T_{\text{sat}}(\text{Water}; p = p_{18b})$$

Por último, la entalpía y entropía específica se calcula a partir del siguiente código en EES, teniendo en cuenta que al ser líquido saturado el título debe ser nulo:

$$\text{Estado 18b} \begin{cases} h_{18b} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_{18b}; x = 0) \\ s_{18b} = \text{entropy}(\text{Water}; p = p_{18b}; x = 0) \end{cases}$$

Estado 18

Se calcula de forma análoga que el estado 15. La presión debe ser la presión a la entrada de la turbina de alta presión añadiendo la caída de presión en el sobrecalentador de alta presión:

$$p_{18} = p_1 + \Delta p_{SCAP}$$

A la salida del evaporador el fluido es vapor saturado, por lo que la temperatura del estado 18 debe ser la temperatura de saturación a la presión de dicho estado:

$$T_{18} = T_{sat}(Water; p = p_{18})$$

Finalmente la entalpía y la entropía específica se calculan indicando en EES que se trata de vapor saturado y que por lo tanto el título de vapor debe ser uno:

$$\text{Estado 18} \begin{cases} h_{18} = \text{enthalpy}(Water; p = p_{18}; x = 1) \\ s_{18} = \text{entropy}(Water; p = p_{18}; x = 1) \end{cases}$$

Estados de Gases de Combustión

Los gases de combustión que salen del motor turbina de gas aportan la energía suficiente para que en la caldera de recuperación se generen los tres niveles de presión necesarios para que opere el ciclo de vapor. Estos gases se enfrían a medida que ceden energía en forma de calor al agua de alimentación, tal y como se aprecia en el perfil de temperaturas de la imagen 3.10. Para caracterizar los estados correspondientes a los gases de combustión se necesita hacer uso del concepto de Pinch Point, que se define como la diferencia de temperatura entre el agua de alimentación a la salida del calderín y los gases de combustión en esa zona. Atendiendo al perfil de temperaturas y a la hipótesis de trabajo (s), en la siguiente tabla se indican las expresiones que se utilizan para calcular la temperatura de los estados referentes a dichos gases:

Punto de estudio	Temperatura de los gases [K]
D	Fijado por las especificaciones técnicas del MTG: $T_D = 898,15 \text{ K}$
E	$T_E = T_{18b} - \Delta T_{pp}$
F	$T_F = T_{11} - \Delta T_{pp}$
G	$T_G = T_{10} - \Delta T_{pp}$

Tabla 3. 7: Temperatura de los gases de combustión en la caldera de recuperación

Por otra parte, existe una cierta caída de presión en el flujo de los gases de combustión en cada etapa de la caldera de recuperación. Esta caída de presión no es significativa para los cálculos y se supone que en cada etapa existe una variación de 0,1 bar.

La temperatura a la salida de la caldera de recuperación de los gases de combustión, T_H , se debe calcular de otra forma a la descrita en la tabla 3.7. Para ello se aplica un balance de masa y de energía a la última etapa de la caldera de recuperación, denominada como CR₄. En la imagen 3.11 se presenta dicha etapa de la caldera de recuperación. Planteando el balance de masa sobre el volumen del control denominado como “a” se tiene que:

$$0 = \dot{m}_H - \dot{m}_G \rightarrow \dot{m}_G = \dot{m}_H$$

Tomando el balance de masa en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{m}_{GC} - \dot{m}_{GC} \rightarrow \dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GC}$$

Por lo que se tiene que los caudales másicos permanecen constantes. Ahora aplicando el balance de energía sobre el volumen de control “a”:

$$0 = \dot{H}_H - \dot{H}_G + \dot{Q}_{int.CR4}$$

Siendo:

$\dot{Q}_{int.CR4}$: energía por unidad de tiempo transferida en forma de calor entre los gases de combustión y el agua de alimentación.

Desarrollando los términos de potencia entálpica y despejando el término asociado a la energía transferida en forma de calor queda que:

$$\dot{Q}_{int.CR4} = \dot{m}_G (h_G - h_H)$$

Ecuación 3. 17

Por otra parte, planteando el balance de energía en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{H}_G - \dot{H}_H - \dot{Q}_{int.CR4}$$

Despejando el término de energía transferida en forma de calor se obtiene que:

$$\dot{Q}_{int.CR4} = \dot{m}_{GC} C_{p'}'_{GC} (T_G - T_H)$$

Ecuación 3. 18

III.4.4 Cálculo de los Caudales Másicos

En la tabla 3.8 se resumen los ocho caudales másicos principales que operan en la instalación y las correspondencias que existe entre ellos y los estados a la entrada de cada equipo.

Caudales másicos generales	Abreviatura	Correspondencia
Caudal de agua de alimentación	\dot{m}_{AA}	$\dot{m}_2, \dot{m}_7, \dot{m}_8, \dot{m}_9$
Caudal de extracción de vapor	\dot{m}_F	\dot{m}_F
Caudal que opera en la turbina de alta presión, TVAP	\dot{m}_1	$\dot{m}_1, \dot{m}_{1b}, \dot{m}_{1g}, \dot{m}_{1gb}, \dot{m}_{17}, \dot{m}_{16}$
Caudal que opera en la turbina de media presión, TMAP	\dot{m}_2	\dot{m}_2
Caudal que opera en la turbina de baja presión, TMAP	\dot{m}_3	\dot{m}_3
Caudal del circuito de alta presión	\dot{m}_{AP}	$\dot{m}_1, \dot{m}_{1b}, \dot{m}_{1g}, \dot{m}_{1gb}, \dot{m}_{17}, \dot{m}_{16}$
Caudal del circuito de media presión	\dot{m}_{MP}	$\dot{m}_{12}, \dot{m}_{13}, \dot{m}_{14}, \dot{m}_{15}$
Caudal del circuito de baja presión	\dot{m}_{BP}	$\dot{m}_{10}, \dot{m}_{11}$

Tabla 3. 8: Caudales másicos generales de la instalación de ciclo combinado

Para calcular el valor de los caudales másicos se plantean balances de masa y energía en las diferentes partes o etapas de la caldera de recuperación, de donde se obtiene un sistema de tres incógnitas y tres ecuaciones que se introduce en EES y se resuelve automáticamente. A continuación se plantean dichos balances de masa y de energía.

Caldera de Recuperación 1

En la imagen 3.12 se muestra la primera etapa de la caldera de recuperación, en la que se genera vapor de alta presión y se recalienta el vapor de media presión.

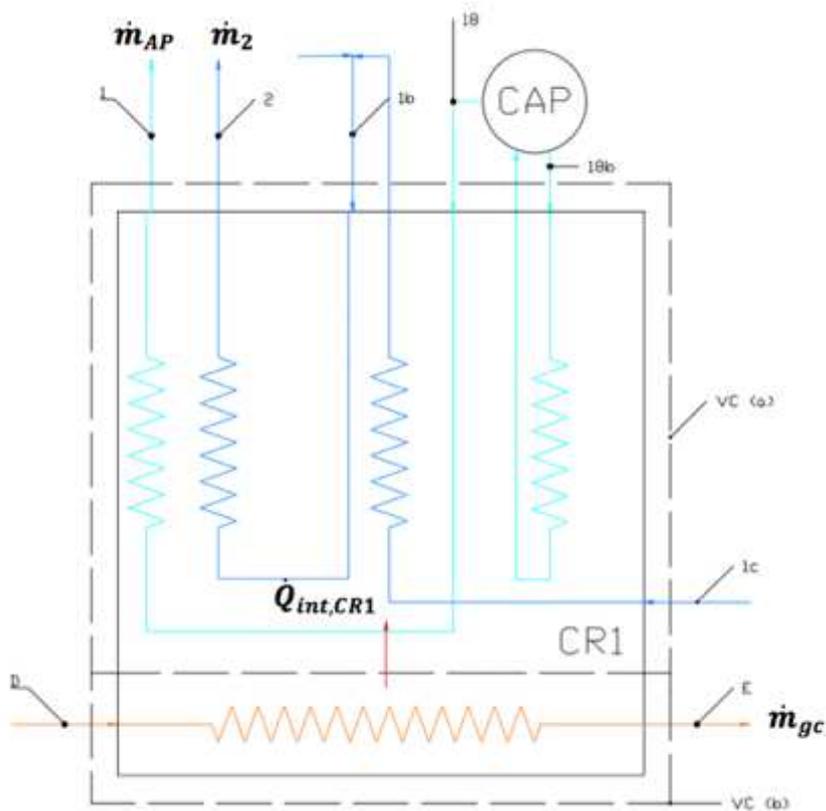


Imagen 3. 12 Transferencias de masa y energía en la primera etapa de la caldera de recuperación

Recordando los caudales másicos indicados en la tabla 3.8, el balance de masa quedaría de la siguiente manera para el volumen de control indicado como “a”:

$$0 = \dot{m}_{1AP} + \dot{m}_2 - \dot{m}_{1b} - \dot{m}_2$$

Recordando que:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{1AP} + \dot{m}_{GC}$$

Por lo que del balance de masa no se saca nada en claro ya que los términos de caudal másico se anulan.

Tomando el balance de masa en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{m}_{GC,D} - \dot{m}_{GC,E} \rightarrow \dot{m}_{GC,D} = \dot{m}_{GC,E} = \dot{m}_{GC}$$

Por lo que se concluye que el caudal de gases de combustión permanece constante. Aplicando el balance de energía sobre el volumen de control “a”:

$$0 = \dot{H}_{1ab} - \dot{H}_1 + \dot{H}_{1b} - \dot{H}_2 + \dot{H}_{1c} - \dot{H}_{1b} + \dot{Q}_{int,CK1}$$

Aquí se debe tener en cuenta que el estado 1b sale como flujo másico de media presión, pero luego entra como flujo másico de recalentamiento, \dot{m}_2 . Así, si se despeja el término asociado a la energía transferida en forma de calor y se desarrollan los términos de potencia entálpica, teniendo en cuenta el balance de masa, queda lo siguiente:

$$\dot{Q}_{int,CK1} = \dot{m}_{2v} (h_1 - h_{1ab}) + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}) (h_2 - h_{1b}) + \dot{m}_{MP} (h_{1b} - h_{1c})$$

Ecuación 3. 19

Por otro lado se plantea el balance de energía en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{H}_D - \dot{H}_E - \dot{Q}_{int,CK1}$$

Se despeja el término de energía transferida en forma de calor:

$$\dot{Q}_{int,CK1} = \dot{m}_{gc} C_{p'}(T_D - T_E)$$

Ecuación 3. 20

Igualando las ecuaciones 3.19 y 3.20 se obtiene la ecuación 3.21, que será la primera de las tres que formen parte del sistema de ecuaciones para determinar los caudales másicos:

$$\dot{m}_{AP} (h_1 - h_{1ab}) + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}) (h_2 - h_{1b}) + \dot{m}_{MP} (h_{1b} - h_{1c}) = \dot{m}_{gc} C_{p'}(T_D - T_E)$$

Ecuación 3. 21

Caldera de Recuperación 2

Se sigue con el análisis de la segunda etapa de la caldera de recuperación. En la imagen 3.13 se representa dicha etapa, en la que se obtiene el vapor de media presión y se precalienta el vapor de alta presión en el economizador. Planteando el balance de masa en el volumen de control “a”:

$$0 = \dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{yP} - \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{MP} - \dot{m}_{yP}$$

Por lo que del balance de masa vuelve a no indicar nada determinante.

Planteando ahora el balance de masa en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{m}_{gcE} - \dot{m}_{gcF} \rightarrow \dot{m}_{gcE} = \dot{m}_{gcF} = \dot{m}_{gc}$$

Por lo que nuevamente se tiene que el caudal de gases de combustión permanece constante.

Aplicando el balance de energía sobre el volumen de control “a”:

$$0 = \dot{H}_{14} - \dot{H}_{15} + \dot{H}_{17E} - \dot{H}_{17} + \dot{H}_{11E} - \dot{H}_3 + \dot{Q}_{int,CK2}$$

Se obtiene el calor absorbido por el agua de alimentación:

$$\dot{Q}_{int,CR1} = \dot{m}_{AP} (h_{17} - h_{17b}) + \dot{m}_{MP} (h_{1c} - h_{1c}) + \dot{m}_{BP} (h_3 - h_{11b})$$

Ecuación 3. 22

Planteando el balance de energía en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{H}_E - \dot{H}_F - \dot{Q}_{int,CR2}$$

Se obtiene el calor cedido por los gases de combustión al agua de alimentación:

$$\dot{Q}_{int,CR2} = \dot{m}_{gc} C_{p''gc} (T_E - T_F)$$

Ecuación 3. 23

Igualando el calor intercambiado entre los gases de combustión y el agua de alimentación, es decir, igualando las ecuaciones 3.22 y 3.23 se obtiene la ecuación 3.24, que forma parte del sistema de ecuaciones:

$$\dot{m}_{AP} (h_{17} - h_{17b}) + \dot{m}_{MP} (h_{1c} - h_{1c}) + \dot{m}_{BP} (h_3 - h_{11b}) = \dot{m}_{gc} C_{p''gc} (T_E - T_F)$$

Ecuación 3. 24

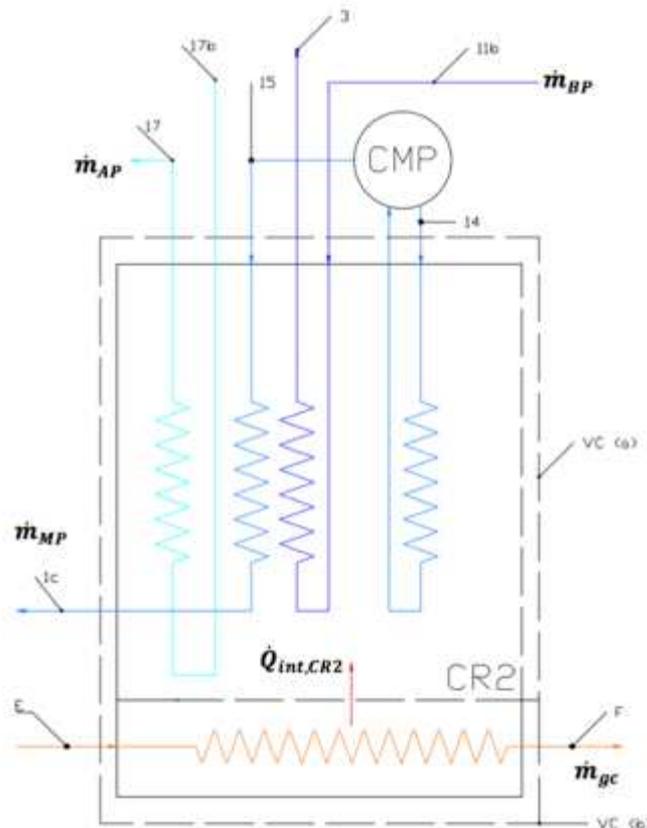


Imagen 3. 13: Transferencias de masa y energía en la segunda etapa de la caldera de recuperación

Caldera de Recuperación 3

Para terminar, se analiza la tercera etapa de la caldera de recuperación, en la que se genera el vapor de baja presión y se precalienta el vapor de media presión en el economizador. En la siguiente imagen se representa el esquema de dicha etapa de la caldera de recuperación:

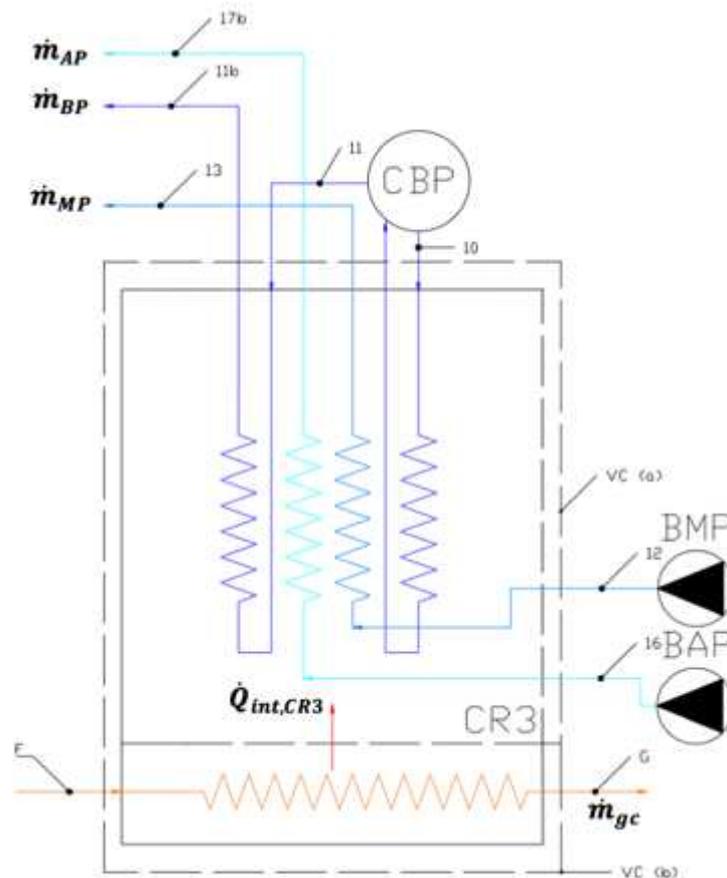


Imagen 3. 14: Transferencias de masa y energía en la tercera etapa de la caldera de recuperación

Planteando el balance de masa en el volumen de control “a”:

$$0 = \dot{m}_{AP} + \dot{m}_{BP} + \dot{m}_{MP} - \dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP} - \dot{m}_{MP}$$

No se concluye nada determinante del balance de masa.

Se plantea el balance de masa en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{m}_{GC} - \dot{m}_{GC} \rightarrow \dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GC}$$

Por lo que nuevamente se tiene que el caudal de gases de combustión permanece constante.

Se aplica el balance de energía sobre el volumen de control “a”:

$$0 = \dot{H}_{10} - \dot{H}_{11b} + \dot{H}_{12} - \dot{H}_{13} + \dot{H}_{16} - \dot{H}_{17b} + \dot{Q}_{int,CR3}$$

Se obtiene el calor absorbido por el agua de alimentación:

$$\dot{Q}_{\text{mit.cns}} = \dot{m}_{AP} (h_{17b} - h_{16}) + \dot{m}_{MP} (h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_{BP} (h_{11b} - h_{10})$$

Ecuación 3. 25

Planteando el balance de energía en el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{H}_F - \dot{H}_G - \dot{Q}_{\text{mit.cns}}$$

Se obtiene el calor cedido por los gases de combustión al agua de alimentación en la tercera etapa de la caldera de recuperación:

$$\dot{Q}_{\text{mit.cns}} = \dot{m}_{GC} C_{p''GC} (T_F - T_G)$$

Ecuación 3. 26

Finalmente, igualando las ecuaciones 3.25 y 3.26, se obtiene la tercera de las tres ecuaciones que forman parte del sistema de ecuaciones:

$$\dot{m}_{AP} (h_{17b} - h_{16}) + \dot{m}_{MP} (h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_{BP} (h_{11b} - h_{10}) = \dot{m}_{GC} C_{p''GC} (T_F - T_G)$$

Ecuación 3. 27

En resumen, se obtiene el siguiente sistema formado por las ecuaciones 3.21, 3.24 y 3.27, con tres incógnitas que son el caudal de baja presión, el caudal de media presión y el caudal de alta presión:

$$\begin{cases} \dot{m}_{AP} (h_1 - h_{18b}) + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}) (h_2 - h_{1b}) + \dot{m}_{MP} (h_{1b} - h_{1c}) = \dot{m}_{GC} C_{p''GC} (T_D - T_b) \\ \dot{m}_{AP} (h_{17} - h_{17b}) + \dot{m}_{MP} (h_{1c} - h_{14}) + \dot{m}_{BP} (h_3 - h_{11b}) = \dot{m}_{GC} C_{p''GC} (T_E - T_t) \\ \dot{m}_{AP} (h_{17b} - h_{16}) + \dot{m}_{MP} (h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_{BP} (h_{11b} - h_{10}) = \dot{m}_{GC} C_{p''GC} (T_F - T_G) \end{cases}$$

Se introducen en EES tal y como se indica y al ejecutar el programa, éste devuelve el valor de las tres incógnitas.

Para completar el análisis de los caudales másicos se necesita calcular el caudal del sangrado. Para ello se plantea, en primer lugar, el balance de masa en la turbina de vapor de baja presión, tomando el volumen de control que se incide en la imagen 3.15.

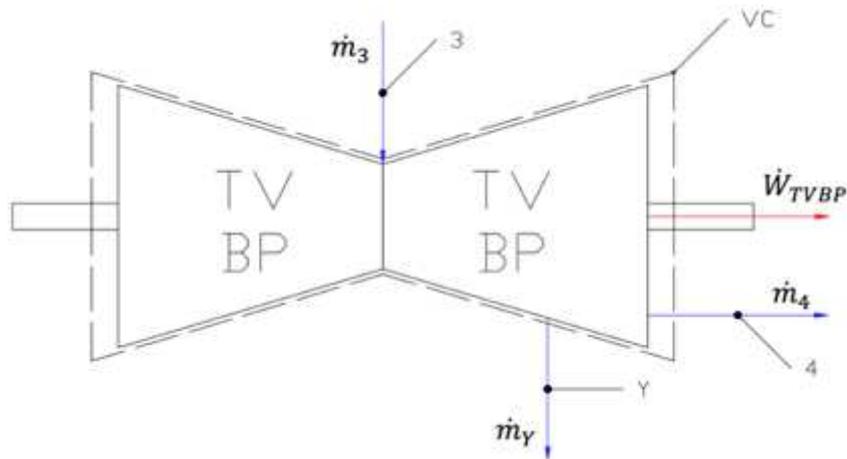


Imagen 3. 15: Transferencias de masa y energía en la turbina de vapor de baja presión

El balance de masa queda como:

$$0 = \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_Y$$

Teniendo en cuenta que el caudal másico en el estado 3 se denomina también como caudal de agua de alimentación:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{AA}$$

El balance de masa queda de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{AA} = \dot{m}_4 + \dot{m}_Y$$

Si ahora se dividen todos los términos por el caudal de agua de alimentación el balance de masa queda de la siguiente manera:

$$\frac{\dot{m}_{AA}}{\dot{m}_{AA}} = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_{AA}} + \frac{\dot{m}_Y}{\dot{m}_{AA}}$$

Según se observa, en el segundo término de la ecuación aparecen dos fracciones en función del caudal másico total, que es el caudal de agua de alimentación. Si denotamos a la primera de esas fracciones como sigue:

$$\frac{\dot{m}_Y}{\dot{m}_{AA}} = Y \rightarrow \dot{m}_Y = Y \dot{m}_{AA}$$

Ecuación 3. 28

El balance de masa queda de la siguiente forma:

$$1 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_{AA}} + Y \rightarrow \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_{AA}} = 1 - Y$$

De donde se obtiene una forma de expresar el caudal másico que sale de la turbina de baja presión hacia el condensador en función de la fracción de extracción de sangrado. Ahora se plantea el balance de masa en el desgasificador tomando como volumen de control el indicado en la imagen 3.16:

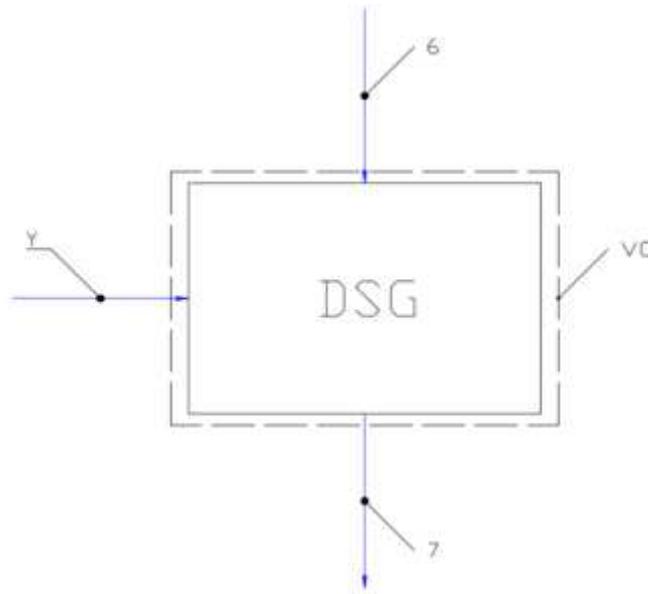


Imagen 3. 16: Estados termodinámicos en el desgasificador

$$0 = \dot{m}_6 + \dot{m}_7 - \dot{m}_7$$

Recordando que el caudal másico en el estado 6 es el mismo que el caudal másico en el estado 4 a la salida de la turbina de baja presión, y que el caudal másico en el estado 7 vuelve a ser el agua de alimentación, el balance de masa queda expresado como sigue:

$$\dot{m}_{A,A} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

Ahora se plantea el balance de energía sobre el mismo volumen de control:

$$0 = \dot{H}_6 + \dot{H}_7 - \dot{H}_7$$

Como se puede observar, al considerar el equipo como adiabático y no existir transferencias de energía en forma de trabajo, el balance de masa queda solamente en función de las transferencias de energía asociada a los caudales másicos. Desarrollando los términos anteriores queda que:

$$0 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_7 h_7$$

Sustituyendo cada caudal másico tal y como se ha explicado anteriormente:

$$0 = \dot{m}_c h_6 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_{A,A} h_7$$

Y dividiendo cada término por el caudal másico de agua de alimentación queda que:

$$0 = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{A,A}} h_c + \frac{\dot{m}_Y}{\dot{m}_{A,A}} h_Y - \frac{\dot{m}_{A,A}}{\dot{m}_{A,A}} h_7 \rightarrow 0 = (1 - Y) h_c + Y h_Y - h_7$$

De donde se puede obtener el valor de la fracción másica Y:

$$Y = \frac{h_7 - h_c}{h_Y - h_c}$$

Ecuación 3. 29

Sustituyendo la ecuación 3.29 en la ecuación 3.28 se deduce que el caudal másico de extracción quedaría dado por la siguiente expresión:

$$\dot{m}_Y = Y \dot{m}_{A,A} = \frac{h_7 - h_c}{h_Y - h_c} \dot{m}_{A,A}$$

Ecuación 3. 30

Con esto quedan definidos todos los caudales másicos que operan en la instalación.

III.4.5 Análisis energético del ciclo de vapor y de la caldera de recuperación

En este apartado se plantean los balances de energía sobre cada uno de los equipos que forman parte de la instalación para calcular las transferencias de energía en forma de calor y/o trabajo.

Turbina de Vapor de Alta Presión

Tomando como volumen de control el que se indica en la imagen 3.7, el balance de energía quedaría como:

$$0 = \dot{H}_1 - \dot{H}_{10} - \dot{W}_{TVAAP}$$

Despejando el término asociado a la energía transferida en forma de trabajo y recordando que el caudal másico que circula por la turbina de vapor de alta presión se denomina como caudal másico 1, queda que:

$$\dot{W}_{TVAAP} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{10})$$

Ecuación 3. 31

Por lo que se puede calcular el trabajo desarrollado por la turbina de vapor de alta presión.

Turbina de Vapor de Media Presión

De forma análoga al caso anterior, se toma como volumen de control el indicado en la imagen 3.17 a continuación y el balance de energía queda como:

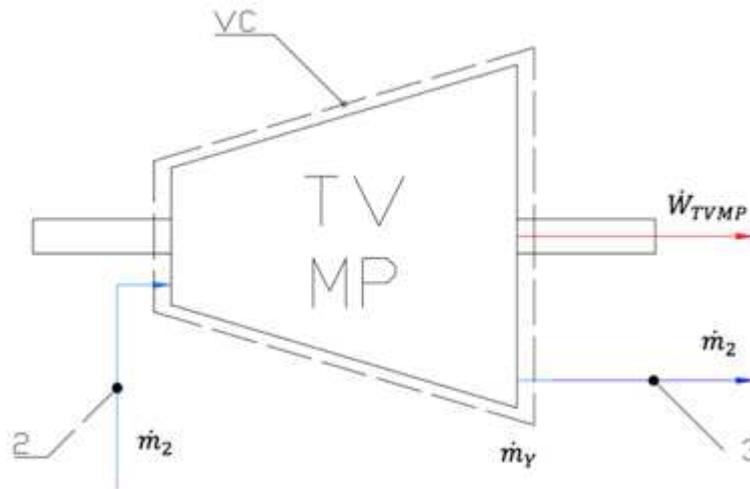


Imagen 3. 17: Transferencias de masa y energía en la turbina de vapor de media presión

$$0 = \dot{H}_2 - \dot{H}_3 - \dot{W}_{TVMP}$$

En este caso el caudal másico que opera en la turbina de vapor de media presión se denomina caudal másico 2, por lo que el trabajo desarrollado por la turbina queda como:

$$\dot{W}_{TVMP} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3)$$

Ecuación 3. 32

Turbina de Vapor de Baja Presión

El análisis de esta turbina es diferente de los anteriores ya que existe el sangrado de vapor. Planteando el balance de energía sobre el volumen de control indicado en la imagen 3.16 queda que:

$$0 = \dot{H}_3 - \dot{H}_T - \dot{H}_4 - \dot{W}_{TVBP}$$

Desarrollando cada término de potencia entálpica queda que el trabajo desarrollado por la turbina de vapor de baja presión se puede calcular como:

$$\dot{W}_{TVBP} = \dot{m}_3 (h_3 - h_T) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_T) (h_T - h_4)$$

Ecuación 3. 33

Condensador

En la imagen 3.18 mostrada a continuación se indican los dos volúmenes de control que se utilizan para calcular las transferencias de energía en el condensador:

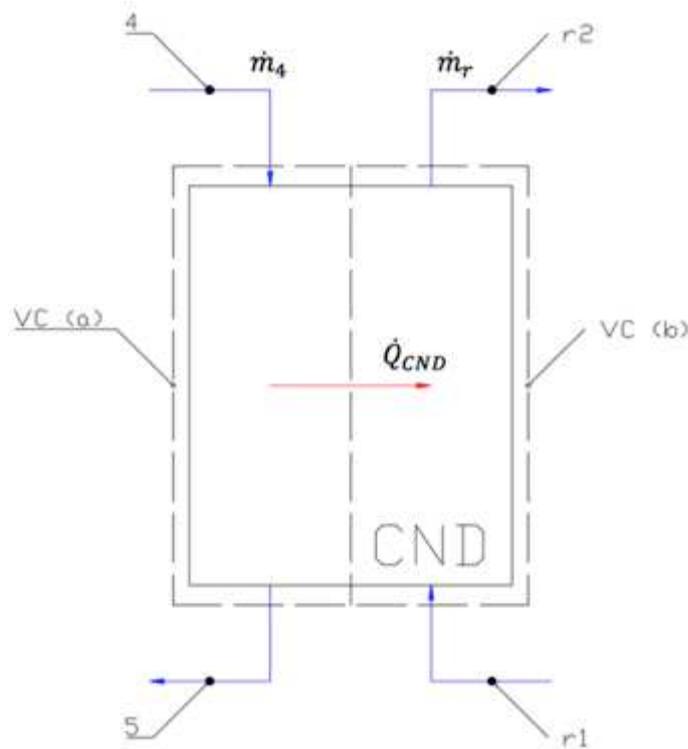


Imagen 3. 18: Transferencias de masa y energía en el condensador

No existe transferencia de energía en forma de trabajo, pero sí existe una cesión de calor al agua de refrigeración. Planteando el balance de energía sobre el volumen de control “a” queda que:

$$0 = \dot{H}_4 - \dot{H}_5 - \dot{Q}_{CND}$$

Teniendo en cuenta que el caudal másico que circula por el condensador es el caudal de agua de alimentación menos el caudal de extracción en la turbina de vapor de baja presión, el calor cedido al agua de refrigeración en el condensador quedaría de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{CND} = (\dot{m}_3 - \dot{m}_r)(h_4 - h_5)$$

Ecuación 3. 34

Se puede conocer el caudal másico de agua de refrigeración que circula por el condensador. Planteando el balance de energía sobre el volumen de control “b”:

$$0 = \dot{H}_{r1} - \dot{H}_{r2} + \dot{Q}_{CND}$$

Denotando el caudal de agua de refrigeración como \dot{m}_r , el balance de energía queda de la siguiente manera:

$$0 = \dot{m}_r (h_{r1} - h_{r2}) + \dot{Q}_{COND}$$

De donde se obtiene el caudal másico de agua de refrigeración, sabiendo que el calor intercambiado en el condensador se calcula mediante la ecuación 3.34.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{COND}}{h_{r2} - h_{r1}}$$

Ecuación 3. 35

Las entalpías específicas se obtienen siguiendo la hipótesis de trabajo (w) y (x).

Bombas

Las bombas que operan en la instalación comparten las mismas características: tienen una entrada y una salida de caudal másico, son adiabáticas y por lo tanto solo tienen una entrada de energía en forma de trabajo. Por lo tanto el balance de energía de forma general para una bomba queda de la siguiente manera:

$$0 = \dot{H}_{salida} - \dot{H}_{entrada} + \dot{W}_{bomba}$$

Desarrollando los términos correspondientes y despejando el trabajo consumido por la bomba queda que:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{bomba} (h_{salida} - h_{entrada})$$

Ecuación 3. 36

En la siguiente tabla se desarrolla la ecuación 3.36 para calcular el trabajo consumido por cada una de las bombas presentes en la instalación:

Abreviatura	Bomba	Potencia consumida
BC	Bomba de Condensado	$\dot{W}_{BC} = (\dot{m}_g - \dot{m}_r) (h_6 - h_5)$
BAA	Bomba de Agua de Alimentación	$\dot{W}_{BAA} = \dot{m}_{A2} (h_8 - h_7)$
BMP	Bomba de Media Presión	$\dot{W}_{BMP} = \dot{m}_{MP} (h_{12} - h_9)$
BAP	Bomba de Alta Presión	$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{AP} (h_{13} - h_9)$

Tabla 3. 9: Potencia consumida por las bombas de la instalación

Caldera de Recuperación

En la subsubsección III.4.4 se plantearon los balances de energía en las diferentes etapas de la caldera de recuperación. Ahora se plantea el balance de energía en la caldera de recuperación en general para calcular el calor intercambiado entre los gases de combustión del motor turbina de gas y el agua de alimentación del ciclo de vapor. En la siguiente imagen se indican los dos volúmenes de control que se utilizan para resolver los balances de energía:

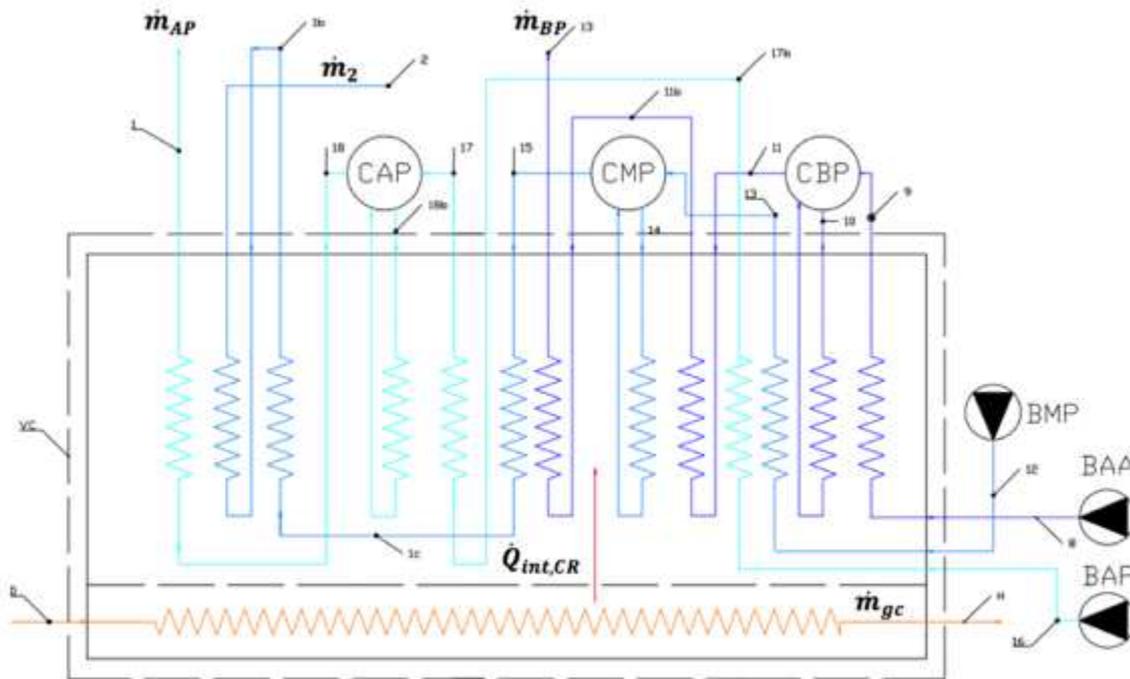


Imagen 3. 19: Transferencias de masa y energía en la caldera de recuperación

Planteando el balance de energía en el volumen de control “a” se obtiene el calor absorbido por el agua de alimentación:

$$0 = \dot{H}_4 - \dot{H}_3 + \dot{H}_{10} - \dot{H}_5 + \dot{H}_{12} - \dot{H}_{13} + \dot{H}_{14} - \dot{H}_{15} + \dot{H}_{16} - \dot{H}_{17} + \dot{H}_{14B} - \dot{H}_1 + \dot{H}_{15} - \dot{H}_2 + \dot{Q}_{CR,AA}$$

Donde:

$\dot{Q}_{CR,AA}$: energía por unidad de tiempo en forma de calor absorbida por el agua de alimentación.

Desarrollando cada término de entalpía másica, reagrupando en función del caudal másico y despejando el término de calor absorbido queda la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{CR,AA} = \dot{m}_{AA} (h_5 - h_8) + \dot{m}_{BP} (h_2 - h_{10}) + \dot{m}_{MP} (h_{12} - h_{12} + h_{10} - h_{11}) +$$

$$+ \dot{m}_{AP} (h_{17} - h_{16} + h_1 - h_{18b}) + \dot{m}_2 (h_2 - h_{1b})$$

Ecuación 3. 37

Ahora se plantea el balance de energía en el volumen de control “b” para obtener el calor cedido por los gases de combustión al agua de alimentación:

$$0 = \dot{H}_D - \dot{H}_N - \dot{Q}_{CGC}$$

Donde:

\dot{Q}_{CGC} : energía por unidad de tiempo en forma de calor cedida por los gases de combustión.

Desarrollando los términos de potencia entálpica tal y como se ha hecho hasta ahora queda que:

$$\dot{Q}_{CGC} = \dot{m}_{GC} C_{p''GC} (T_D - T_N)$$

Ecuación 3. 38

Por lo tanto, si se han calculado correctamente los balances de masa y energía planteados en la subsección III.4.4, se debe cumplir que la magnitud de la ecuación 3.37 y de la ecuación 3.38 es la misma:

$$\dot{Q}_{CGA} = \dot{Q}_{CGC} \rightarrow \dot{Q}_{CG}$$

III.4.6 Análisis Exergético del Ciclo de Vapor y Caldera de Recuperación

En este apartado se plantean los balances de exergía sobre cada equipo, tomando los volúmenes de control en cada uno de ellos de forma análoga al apartado anterior.

Turbina de Vapor de Alta Presión

El balance de exergía para la turbina de alta presión queda de la siguiente manera:

$$0 = \dot{A}f_1 - \dot{A}f_{1b} - \dot{W}_{TVAP} - \dot{A}_{D,TVAP}$$

Despejando el término asociado al flujo de destrucción de exergía y desarrollando los términos de exergía de flujo queda que:

$$\dot{A}_{D,TVAP} = \dot{m}_2 (a_1 - a_{1b}) - \dot{W}_{TVAP}$$

Siendo:

$a_1 - a_{1b}$: diferencia de exergía específica de flujo entre el estado de entrada y el estado de salida, calculada con la siguiente expresión:

$$a_1 - a_{1b} = (h_1 - h_{1b}) - T_0 (s_1 - s_{1b})$$

Por lo que se dispone de todos los valores necesarios para calcular el flujo de destrucción de exergía, ya que en subsubsección III.4.3 se ha explicado como obtener la entalpía específica y entropía específica de cada estado y, y en la subsubsección III.4.5 se explica como obtener el trabajo desarrollado por la turbina.

Turbina de Vapor de Media Presión

De forma análoga a la turbina de vapor de alta presión, el balance de exergía queda de la siguiente manera:

$$0 = \dot{A}f_2 - \dot{A}f_3 - \dot{W}_{TMAP} - \dot{A}_{D,TVMP}$$

Desarrollando los términos correspondientes queda que:

$$\dot{A}_{D,TVMP} = \dot{m}_2 (a_2 - a_3) - \dot{W}_{TMAP}$$

Donde la diferencia de exergía de flujo se calcula igual que en el caso anterior:

$$a_2 - a_3 = (h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)$$

Turbina de Vapor de Baja Presión

En este caso el balance de exergía se plantea de forma diferente a los dos casos anteriores debido a la extracción intermedia de vapor, quedando de la siguiente forma:

$$0 = \dot{A}f_2 - \dot{A}f_7 - \dot{A}f_1 - \dot{W}_{TVBP} - \dot{A}_{D,TVBP}$$

Desarrollando cada término y agrupando los caudales máxicos queda la siguiente expresión para calcular el flujo de destrucción de exergía:

$$\dot{A}_{D,TVBP} = \dot{m}_3 (a_3 - a_7) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_7) (a_7 - a_1) - \dot{W}_{TVBP}$$

Donde se tiene que:

$$a_3 - a_7 = (h_3 - h_7) - T_0 (s_3 - s_7)$$

$$a_7 - a_1 = (h_7 - h_1) - T_0 (s_7 - s_1)$$

Condensador

Para el balance de exergía en el condensador se toma la suma del volumen de control “a” y “b” de la imagen 3.18, por lo que queda según se indica a continuación:

$$0 = \dot{A}f_1 - \dot{A}f_5 + \dot{A}f_{r1} - \dot{A}f_{r2} - \dot{A}_{D,COND}$$

Desarrollando cada término del balance de exergía, se obtiene que el flujo de destrucción de exergía en el condensador se calcula como:

$$\dot{A}_{D,COND} = (\dot{m}_2 - \dot{m}_5) (a_4 - a_5) + (\dot{m}_7) (a_{r1} - a_{r2})$$

La diferencia de exergía de flujo se calcula igual que en los apartados anteriores:

$$a_4 - a_5 = (h_4 - h_5) - T_0 (s_4 - s_5)$$

$$a_{r1} - a_{r2} = (h_{r1} - h_{r2}) - T_0 (s_{r1} - s_{r2})$$

Desgasificador

El balance de exergía aplicado en el volumen de control del desgasificador, tal y como se muestra en la imagen 3.16, queda como sigue:

$$0 = \dot{A}_{f6} + \dot{A}_{f7} - \dot{A}_{f7} - \dot{A}_{D,DES}$$

Como se puede observar, en este caso no aparece el término de destrucción de exergía asociada al trabajo ni el término de exergía asociado al calor, ya que se considera el equipo adiabático. Por lo tanto el flujo de destrucción de exergía en el desgasificador queda como sigue:

$$\dot{A}_{D,DES} = (\dot{m}_2 - \dot{m}_5) a_6 + \dot{m}_7 a_7 - \dot{m}_{A,A} a_7$$

En este caso aparecen las exergías específicas de flujo, que se calculan en base a la exergía de flujo del estado de referencia, tal y como se indica a continuación:

$$a_6 = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)$$

$$a_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)$$

$$a_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)$$

Bombas

Al igual que en la subsección anterior, el análisis exergético para todas las bombas de realiza de forma análoga. Por lo tanto se realiza un análisis para una bomba genérica y en la tabla 3.10 se resumen los flujos de destrucción de exergía para cada bomba. El balance de exergía queda según se indica a continuación:

$$0 = \dot{A}f_{entrada} - \dot{A}f_{salida} + \dot{W}_{bomba} - \dot{A}D_{bomba}$$

Desarrollando cada término queda que:

$$\dot{A}D_{bomba} = \dot{m}_{bomba} (a_{entrada} - a_{salida}) + \dot{W}_{bomba}$$

Ecuación 3.39

En la siguiente tabla 3.10 se adapta la ecuación 3.39 del balance de exergía para cada bomba en concreto:

Abreviatura	Bomba	Dstrucción de exergía
BC	Bomba de Condensado	$\dot{A}D_{BC} = (\dot{m}_2 - \dot{m}_7) (a_5 - a_6) + \dot{W}_{BC}$
BAA	Bomba de Agua de Alimentación	$\dot{A}D_{BAA} = \dot{m}_{AA} (a_7 - a_2) + \dot{W}_{BAA}$
BMP	Bomba de Media Presión	$\dot{A}D_{BMP} = \dot{m}_{MP} (a_9 - a_{12}) + \dot{W}_{BMP}$
BAP	Bomba de Alta Presión	$\dot{A}D_{BAP} = \dot{m}_{AP} (a_4 - a_{16}) + \dot{W}_{BAP}$

Tabla 3.10: Dstrucción de exergía en las bombas de la instalación

La diferencia de exergía específica de flujos se calcula tal y como se ha explicado en los apartados anteriores.

Caldera de Recuperación

Para calcular el flujo de exergía destruida en la caldera de recuperación se analiza por etapas. Así, la primera etapa de caldera de recuperación se representa en la imagen 3.20, pero esta vez se toma como volumen de control toda la caldera de recuperación, incluyendo la parte por la que circulan los gases de combustión.

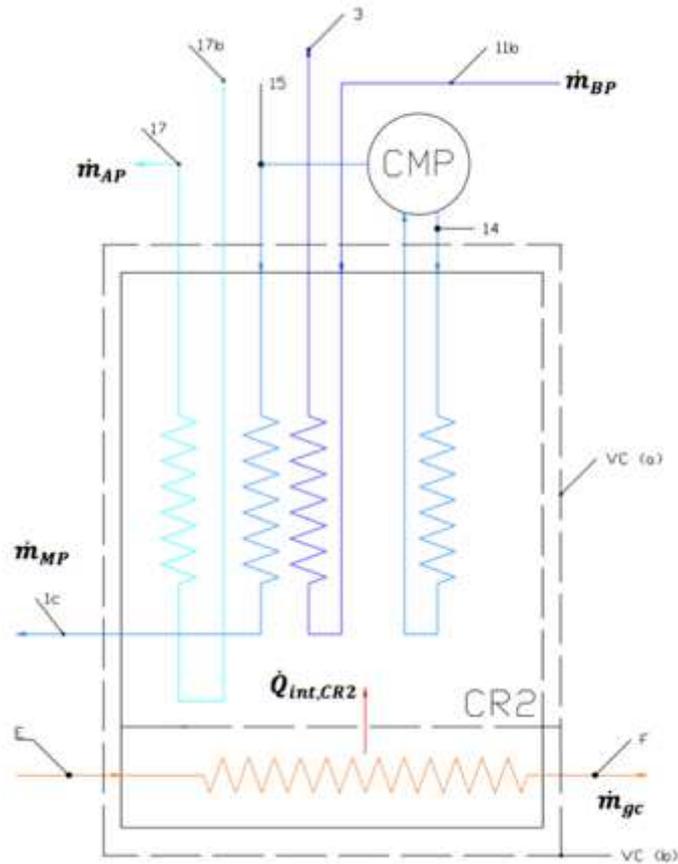


Imagen 3. 21: Transferencias de masa en la segunda etapa de la caldera de recuperación

En este caso los flujos que intervienen en el balance de exergía son los siguientes:

$$0 = \dot{A}f_{1c} - \dot{A}f'_{1c} + \dot{A}f'_{17b} - \dot{A}f_{17} + \dot{A}f_{11b} - \dot{A}f_3 + \dot{A}f_E - \dot{A}f_F - \dot{A}_{D,CR2}$$

Desarrollando y agrupando los términos correspondientes queda que:

$$\dot{A}_{D,CR2} = \dot{m}_{AP} (a_{17b} - a_{17}) + \dot{m}_{MP} (a_{1c} - a_{1c}) + \dot{m}_{BP} (a_{11b} - a_3) + \dot{m}_{gc} (a_E - a_F)$$

Ecuación 3. 41

La diferencia de exergía específica de flujo se calcula como:

$$a_{17b} - a_{17} = (h_{17b} - h_{17}) - T_0 (s_{17b} - s_{17})$$

$$a_{1c} - a_{1c} = (h_{1c} - h_{1c}) - T_U (s_{1c} - s_{1c})$$

$$a_{11b} - a_3 = (h_{11b} - h_3) - T_U (s_{11b} - s_3)$$

Mientras que la diferencia de exergía de flujo de los gases de combustión se calcula como sigue:

$$a_b - a_v = Cp''_{gc} (T_b - T_v) - T_v \left[Cp''_{gc} \ln \left(\frac{T_b}{T_v} \right) - R \ln \left(\frac{p_b}{p_v} \right) \right]$$

Por último, se analizan en conjunto la tercera etapa y la cuarta etapa de la caldera de recuperación, tomando el siguiente volumen de control:

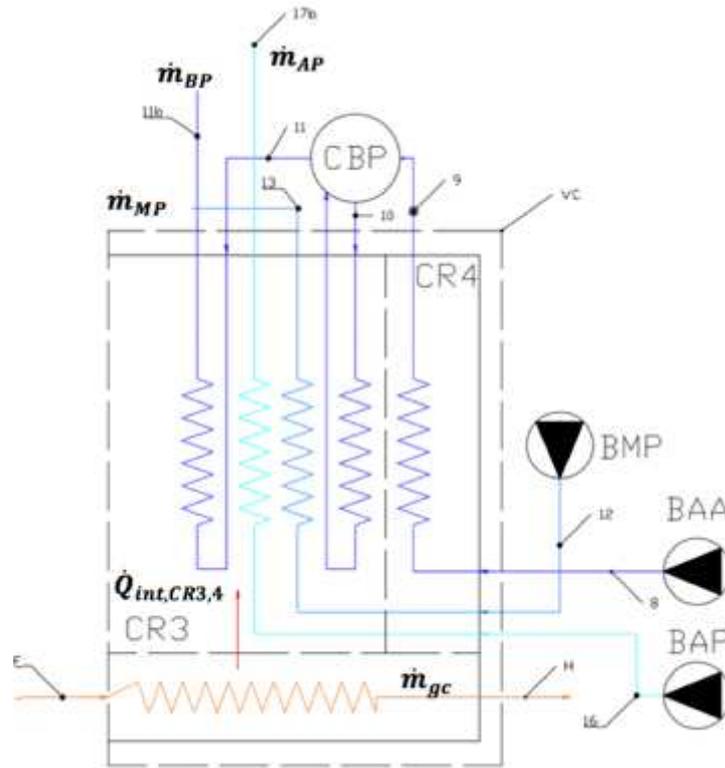


Imagen 3. 22: Transferencias de masa en la tercera y cuarta etapa de la caldera de recuperación

El balance de exergía se escribe en este caso de la siguiente manera:

$$0 = \dot{a}_8 - \dot{a}_9 + \dot{a}_{11b} - \dot{a}_{11b} + \dot{a}_{12} - \dot{a}_{12} + \dot{a}_{16} - \dot{a}_{17b} + \dot{a}_v - \dot{a}_u - \dot{a}_{D,CR3,4}$$

Desarrollando y agrupando los términos correspondientes queda que:

$$\dot{a}_{D,CR3,4} = \dot{m}_{12} (a_8 - a_9) + \dot{m}_{11b} (a_{16} - a_{17b}) + \dot{m}_{11b} (a_{10} - a_{11b}) + \dot{m}_{12} (a_{12} - a_{12}) + \dot{m}_{gc} (a_v - a_u)$$

Ecuación 3. 42

La diferencia de exergía específica de flujo se calcula como:

$$a_8 - a_9 = (h_8 - h_9) - T_0 (s_8 - s_9)$$

$$a_{16} - a_{17b} = (h_{16} - h_{17b}) - T_0 (s_{16} - s_{17b})$$

$$a_{11a} - a_{11b} = (h_{11a} - h_{11b}) - T_0 (s_{11a} - s_{11b})$$

$$a_{12} - a_{13} = (h_{12} - h_{13}) - T_0 (s_{12} - s_{13})$$

Mientras que la diferencia de exergía de flujo de los gases de combustión se calcula como sigue:

$$a_T - a_H = Cp''_{gc} (T_T - T_H) - T_0 \left[Cp''_{gc} \ln \left(\frac{T_T}{T_H} \right) - R \ln \left(\frac{p_T}{p_H} \right) \right]$$

Por lo tanto, se obtienen los flujos de destrucción de exergía en cada una de las etapas de la caldera de recuperación. Para calcular la destrucción de exergía en toda la caldera de recuperación simplemente se suman los tres términos asociados a cada etapa, calculados mediante las ecuaciones 3.40, 3.41 y 3.42:

$$\dot{A}_{D,CX} = \dot{A}_{D,CX1} + \dot{A}_{D,CX2} + \dot{A}_{D,CX3,4}$$

III.4.7 Parámetros Globales del Ciclo Combinado Gas – Vapor

Una vez planteados todos los análisis que definen el motor turbina de gas y el ciclo de vapor, a continuación se exponen los parámetros que terminan de definir el ciclo combinado gas – vapor.

El trabajo neto desarrollado por el ciclo de vapor se calcula como la suma de todos los trabajos desarrollados en el ciclo, en las turbinas de vapor, menos la resta de toda la energía en forma de trabajo consumida por las bombas. La potencia neta desarrollada por cada turbina se calcula mediante las ecuaciones 3.31, 3.32 y 3.33, mientras que la potencia consumida por las bombas se calcula mediante las expresiones indicadas en la tabla 3.9. Así, queda que:

$$\dot{W}_{CV} = \dot{W}_{TVP} + \dot{W}_{TVP} + \dot{W}_{TVP} - \dot{W}_{BC} - \dot{W}_{BA} - \dot{W}_{BP} - \dot{W}_{BP}$$

El trabajo neto desarrollado por el ciclo combinado se calcula como la suma del trabajo neto desarrollado por el motor turbina de gas y el trabajo desarrollado por el ciclo de vapor:

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{MTG} + \dot{W}_{CV}$$

Resulta interesante calcular el rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor de media presión. Como los estados de entrada y de salida (estados 2 y 3) de la misma vienen determinados por las especificaciones técnicas del fabricante no se necesita suponer un rendimiento isoentrópico para llevar a cabo los análisis tal y como se ha hecho con las otras dos turbinas. Por lo tanto, se puede calcular el rendimiento isoentrópico real de la turbina de media presión como:

$$\eta_{s,TVMP} = \frac{\dot{W}_{TVMP}}{\dot{W}_{s,TVMP}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$$

El estado isoentrópico 3_s tiene la misma presión que el estado de salida 3 y la misma entropía que el estado de entrada 2. Por lo tanto su entalpía se calcula en EES a partir del siguiente código:

$$h_{3s} = \text{enthalpy}(\text{Water}; p = p_3; s = s_2)$$

Se debe comprobar que el valor de rendimiento isoentrópico que se obtiene de la expresión anterior está dentro del intervalo indicado en la tabla 3.5.

El rendimiento térmico del ciclo de vapor se define como el trabajo neto desarrollado por el ciclo dividido por el recurso, que en este caso es el calor absorbido por el agua de alimentación en la caldera de recuperación:

$$\eta_{T,CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{Q}_{CK}}$$

Por otro lado, el rendimiento térmico del ciclo combinado se define de igual forma, pero en este caso se toma el trabajo neto total dividido por el recurso, que en este caso es el calor que aporta el combustible en la cámara de combustión del motor turbina de gas:

$$\eta_{T,CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{m}_c PCI}$$

La eficiencia exergética de las turbinas de vapor se calculan como la exergía asociada al producto, en este caso el trabajo, y la exergía asociada al recurso, en este caso la diferencia de exergía de flujos:

$$\varepsilon_{TV} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\sum \dot{A}_{f_{entrada}} - \sum \dot{A}_{f_{salida}}}$$

Ecuación 3. 43

En la siguiente tabla 3.11 se indica la expresión de eficiencia exergética para cada turbina de vapor en concreto desarrollando para cada caso la ecuación 3.43.

Abreviatura	Turbina	Eficiencia exergética
TVAP	Turbina de vapor de alta presión	$\varepsilon_{TVAP} = \frac{\dot{W}_{TVAP}}{\dot{m}_1 (a_1 - a_{1b})}$
TVMP	Turbina de vapor de media presión	$\varepsilon_{TVMP} = \frac{\dot{W}_{TVMP}}{\dot{m}_2 (a_2 - a_3)}$
TVBP	Turbina de vapor de baja presión	$\varepsilon_{TVBP} = \frac{\dot{W}_{TVBP}}{\dot{m}_3 (a_3 - a_4) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_4) (a_3 - a_4)}$

Tabla 3. 11: Eficiencia exergética de las turbinas de vapor de la instalación

La eficiencia exergética para las bombas se define como la exergía producto, que es la variación de exergía de los flujos, entre el recurso, que en este caso es el trabajo. Es decir, la definición es la inversa que para las turbinas:

$$\varepsilon_B = \frac{\sum \dot{A}f_{salida} - \sum \dot{A}f_{entrada}}{\dot{W}_B}$$

Ecuación 3. 44

En la tabla 3.12 se aplica el rendimiento exergético para cada una de las bombas de la instalación:

Abreviatura	Bomba	Eficiencia exergética
BC	Bomba de Condensado	$\varepsilon_{BC} = \frac{(\dot{m}_3 - \dot{m}_4) (a_6 - a_5)}{\dot{W}_{BC}}$
BAA	Bomba de Agua de Alimentación	$\varepsilon_{BAA} = \frac{\dot{m}_{AA} (a_8 - a_7)}{\dot{W}_{BAA}}$
BMP	Bomba de Media Presión	$\varepsilon_{BMP} = \frac{\dot{m}_{MP} (a_{12} - a_9)}{\dot{W}_{BMP}}$
BAP	Bomba de Alta Presión	$\varepsilon_{BAP} = \frac{\dot{m}_{AP} (a_{16} - a_9)}{\dot{W}_{BAP}}$

Tabla 3. 12: Eficiencia exergética de las bombas de la instalación

La eficiencia exergética del condensador se define como el rendimiento exergético de un intercambiador de superficie cerrado:

$$\varepsilon_{COND} = \frac{\dot{m}_r (a_{r2} - a_{r1})}{(\dot{m}_3 - \dot{m}_4) (a_c - a_5)}$$

La eficiencia exergética del desgasificador se define como la variación de exergía de la corriente fría, que en este caso es la que proviene del estado 6, entre la variación de exergía de la corriente caliente, que es la que proviene del estado Y:

$$\varepsilon_{desg} = \frac{(\dot{m}_3 - \dot{m}_r) (a_7 - a_6)}{\dot{m}_Y (a_Y - a_7)}$$

La eficiencia exergética de la caldera de recuperación se define como la razón entre la exergía de los flujos del fluido de trabajo del ciclo de vapor, el producto, y la variación de exergía del flujo de los gases de combustión, el recurso. La variación de exergía de los flujos de agua de alimentación se deben escribir como la salida menos la entrada:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{CR} &= \frac{\sum \dot{A}f_{salida} - \sum \dot{A}f_{entrada}}{\dot{A}f_U - \dot{A}f_H} = \\ &= \frac{-\dot{A}f_8 + \dot{A}f_9 - \dot{A}f_{10} + \dot{A}f_3 - \dot{A}f_{12} + \dot{A}f_{13} - \dot{A}f_{14} + \dot{A}f_{1b} - \dot{A}f_{1b} + \dot{A}f_2 - \dot{A}f_{16} + \dot{A}f_1}{\dot{A}f_D - \dot{A}f_H} \end{aligned}$$

Ecuación 3. 45

Donde el numerador de la ecuación 3.45 se puede expresar, desarrollando cada uno de los términos correspondientes, de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \sum \dot{A}f_{salida} - \sum \dot{A}f_{entrada} &= \dot{m}_{AA} (a_9 - a_8) + \dot{m}_{BP} (a_3 - a_{10}) + \\ &+ \dot{m}_{AP} (a_{13} - a_{12} + a_{16} - a_{14}) + \dot{m}_{AP} (a_1 - a_{16} + a_{17} - a_{18b}) + \dot{m}_2 (a_2 - a_{1b}) \end{aligned}$$

La eficiencia exergética del ciclo de vapor se calcula como el trabajo neto desarrollado por el ciclo de vapor entre la exergía asociada al recurso, que en este caso es el calor absorbido en la caldera de recuperación. Por lo tanto queda que:

$$\varepsilon_{CV} = \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{A}_{Q_{CR}}}$$

Siendo:

$\dot{A}_{Q_{CR}}$: flujo de exergía asociada a la de energía en forma de calor que se intercambia entre los gases producto de la combustión y el agua de alimentación en la caldera de recuperación. Se calcula como sigue:

$$\dot{A}_{Q_{CR}} = \left(1 - \frac{T_U}{T_{f,CR}}\right) \dot{Q}_{CR}$$

Donde:

\dot{Q}_{CR} : transferencia de energía en forma de calor en la caldera de recuperación.

T_0 : temperatura del ambiente de referencia.

T_{fCR} : temperatura media de la frontera del volumen de control de la caldera de recuperación, calculada en este caso como:

$$T_{fCR} = \frac{T_D + T_H}{2}$$

Por último, la eficiencia exergética del ciclo combinado se define como el trabajo neto del ciclo combinado entre la exergía asociada al recurso. El recurso del ciclo combinado global es la exergía asociada al flujo de combustible y la exergía asociada al flujo de aire, calculados en la subsubsección III.3.7, por lo tanto queda que:

$$\varepsilon_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{A}f_{comb} + \dot{A}f_a}$$

Con esto se termina el análisis energético y exergético del ciclo combinado gas – vapor que se utilizará para comparar con el análisis de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar que se plantea en el anexo IV.

Lista de referencias

[Moran, Shapiro, 2004]

Moran, J.M., Shapiro, H.J., 2004. *Fundamentos de termodinámica técnica*. 2ª Edición. Barcelona : Reverté S.A.

[Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006]

Sabugal García, S., Gómez Muñoz, F., 2006. *Centrales térmicas de ciclo combinado – Teoría y proyecto*. España : Díaz de Santos.

Bibliografía

AGÜERA SORIANO, J. *Termodinámica Lógica y Motores Térmicos*. Madrid : CIENCIA 3 Distribución, S.L., 1999.

MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Edición. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.

SABUGAL GARCÍA, S., GÓMEZ MOÑUZ, F. *Centrales de Ciclo Combinado – Teoría y Proyecto*. Madrid : Díaz de Santos, 2006.

VILLARES MARTÍN, M. *Cogeneración*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2003.

Lista de imágenes

Imagen 4. 1: Fotografía de un CCP modelo Eurotrough. Fuente: Schlaich Bergermann und Partner.....	6
Imagen 4. 2: Transferencias de masa y energía en las turbinas de vapor en el caso solar .	8
Imagen 4. 3: Intercambiador de calor (SSG) para el aceite térmico.....	10
Imagen 4. 4: Transferencias de masa y energía en la caldera de recuperación en el caso solar	12

Lista de tablas

Tabla 4. 1: Localización para irradiancia solar	4
Tabla 4. 2: Irradiancia solar normal directa, ángulo de incidencia y ángulo cenital normal para la localización elegida	4
Tabla 4. 3: Varios modelos de CCPs. Tomado de [Abengoa, 2013]	5
Tabla 4. 4: Parámetros característicos del modelo de CCP. Tomado de [Vernon, E., Gregory, J., Sioan, M., Kearney, D., 1994]	6
Tabla 4. 5: Propiedades del aceite térmico Therminol VP-1. Tomado de [Web Therminol]	7
Tabla 4. 6: Potencia neta y potencia solar de las centrales ISCC	8
Tabla 4. 7: Eficiencia exergética para las turbinas de vapor en el caso solar	17
Tabla 4. 8: Eficiencias exergéticas de las bombas en el caso solar	17

ANEXO IV: Hipótesis y planteamiento de cálculo del ciclo combinado gas – solar

IV.1 Presentación

En este anexo IV se plantean las hipótesis de cálculo referentes al ciclo combinado gas – solar, así como las modificaciones que deben plantearse sobre los cálculos del ciclo combinado gas – vapor, expuestos en el anexo III, para adaptar el ciclo combinado en modo fósil al ciclo combinado en modo solar. Para ello, aparte de las hipótesis de trabajo específicas sobre este estudio en concreto, se explica cómo analizar la caldera de recuperación cuando existe un aporte de caudal de vapor solar y cómo dimensionar el campo solar a partir del que se generará la energía en forma de calor necesaria para evaporar dicho caudal de vapor solar.

IV.2 Hipótesis de trabajo

La radiación solar directa que incide sobre el área de apertura de un CCP depende de diversos factores como las condiciones atmosféricas, el día del año, la posición relativa Sol – Tierra, etc. En consecuencia, el campo solar de la planta ISCC es incapaz de generar la misma cantidad de energía térmica continuamente por lo que la producción extra del ciclo combinado depende directamente de dicha radiación solar directa que incide sobre el campo solar. Un estudio detallado de la planta híbrida contemplaría el cálculo de la potencia extra que es capaz de generar la planta de forma anual, teniendo en cuenta todos los factores que influyen en dicha producción de potencia. Sin embargo, el objetivo de este trabajo no es tal, sino evaluar los efectos y consecuencias de implantar un campo solar sobre la central de ciclo combinado gas – vapor en un punto de operación concreto. Dicho punto de operación queda definido por dos factores:

- Se considerará que el ciclo combinado gas – vapor opera de forma estacionaria con los parámetros fijados en las hipótesis de trabajo expuestas en el anexo III.

- (y) Se elige una localización y un día del año en para obtener los parámetros que sirven para caracterizar la producción del campo solar. Para el estudio de esta planta se ha elegido la siguiente localización y día del año en base a la cercanía del lugar y a la disponibilidad de los datos, indicados en la tabla 4.1.

Localización	Coordenadas	Día del año	Hora solar
Sur de Tenerife, Islas Canarias, España	28°N , 16°O	21 de Junio	12:00

Tabla 4. 1: Localización para irradiancia solar

Con estos datos se calcula el ángulo de incidencia a partir de las expresiones explicadas en el anexo II, y se consulta la irradiancia del emplazamiento, con lo que se obtienen las siguientes magnitudes:

Parámetro	Magnitud
Irradiancia solar normal directa, G_{bN}	$727 \frac{W}{m^2}$
Ángulo de incidencia, θ	4,53 °
Ángulo cenital solar, θ_z	5,05 °

Tabla 4. 2: Irradiancia solar normal directa, ángulo de incidencia y ángulo cenital normal para la localización elegida

La magnitud de los parámetros indicados en la tabla anterior son necesarios para el cálculo del campo solar que se plantea en las secciones posteriores.

(z) Se debe elegir un modelo de CCP y obtener todas sus características para completar los análisis que se plantean en este estudio. Existen muchos modelos de colectores cilíndrico parabólicos y cada uno de ellos posee ventajas e inconvenientes. El proyecto de CCP Eurotrough surge a partir de la unión de dos fabricantes líderes a nivel mundial de este tipo de tecnología solar: Abengoa Solar y Schlaich Bergermann und Partner. Los modelos que se han desarrollado bajo esta firma, en orden de aparición, son los indicados en la tabla 4.3.

En las plantas ISCC operativas se utilizan varios de los modelos indicados en la tabla 4.4. [Abengoa, 2013]. Para este trabajo se selecciona el modelo Eurotrough, que posee las mismas características técnicas que el modelo LS-2 y LS-3 pero mejora la estructura metálica frente a esfuerzos de torsión y posee una estructura más liviana. Así, los parámetros que definen la curva de rendimiento del modelo de CCP seleccionado se muestran en la tabla 4.5.

Modelo de CCP	Año de lanzamiento
Luz Concentrator Structures	
LS-2	1985
LS-3	1989
Eurotrough Concentrator	
ET-I	2000
ET-II	2005
Abengoa ASTRO	
ASTRO -150	

Tabla 4. 3: Varios modelos de CCPs. Tomado de [Abengoa, 2013]

Parámetro	Valor
Longitud del CCP, $L_{collector}$ [m]	47,1
Ancho de parábola del CCP, w [m]	5
Distancia focal del CCP, f [m]	1,84
Orientación de los CCPs	Norte – Sur
Ángulo de inclinación de los CCPs, β [°]	0
Factor de ensuciamiento, F_e	0,97
Factor A , relativo al rendimiento óptico	0,733
Factor B , relativo al rendimiento óptico [K^{-1}]	-7,27 E-05
Factor C , relativo al modificador por ángulo de incidencia	1
Factor D , relativo al modificador por ángulo de incidencia [$(^\circ)^{-1}$]	-3,512 E-04
Factor E , relativo al modificador por ángulo de incidencia [$(^\circ)^{-1}$]	-3,137 E-05
Factor G , relativo a las pérdidas térmicas [$\frac{W}{m^2 K}$]	4,96 E-03
Factor H , relativo a las pérdidas térmicas [$\frac{W}{m^2 K}$]	6,91 E-04

Pérdidas térmicas en tuberías distintas del tubo absorbedor, $\dot{q}_{pipelosses} [\frac{W}{m^2}]$	10
Disponibilidad del campo solar, η_{av}	0,95
Temperatura del aceite térmico a la entrada del campo solar, $T_{in} [^{\circ}C]$	293
Temperatura del aceite térmico a la salida del campo solar, $T_{out} [^{\circ}C]$	393

Tabla 4. 4: Parámetros característicos del modelo de CCP. Tomado de [Vernon, E., Gregory, J., Sioan, M., Kearney, D., 1994]

En la imagen 4.1 se muestra una fotografía CCP modelo Eurotrough elegido para el estudio de este trabajo.



Imagen 4. 1: Fotografía de un CCP modelo Eurotrough. Fuente: Schlaich Bergermann und Partner

(aa) Con esto se termina de definir el campo solar en cuanto a infraestructuras se refiere, aunque queda indicar las características correspondientes al aceite térmico. Se elige utilizar Therminol VP-1 como fluido térmico de trabajo en el campo solar. Para los cálculos en los que intervenga este aceite se utiliza el modelo de sustancia pura compresible, ya que propiedades intensivas como la capacidad térmica o la entalpía específica varían considerablemente con la temperatura. Las propiedades de este aceite térmico se resumen en la tabla 4.5.

Propiedad	Descripción / Valor
Apariencia	Agua líquida, blanca y clara
Composición	Bifenil / óxido de bifenil (RPD) mezcla eutéctica
Temperatura de ebullición normal [°C]	257
Calor de vaporización a máxima temperatura [kJ/kg]	206
Punto de cristalización [°C]	12

Tabla 4. 5: Propiedades del aceite térmico Therminol VP-1. Tomado de [Web Therminol]

(ab) También se considera que el perfil de temperaturas de los gases de combustión no se ve modificado como consecuencia de la implantación del modo solar. Es decir, los gases producto de la combustión a su paso por la caldera ceden la misma energía en forma de calor para el caso fósil que para el caso solar, a excepción de la última etapa de la caldera de recuperación. Esta hipótesis de trabajo se desarrollará con mayor detalle en la siguiente subsubsección.

Por último, se deben tener en cuenta todas las hipótesis de trabajo expuestas en el anexo III que se consideren de aplicación para los cálculos que se plantean a continuación.

IV.3 Cálculo del caudal másico extra y del calor solar

En primer lugar se debe calcular el caudal másico de vapor extra que se quiere aportar al ciclo combinado para aumentar la producción de potencia. La cantidad de potencia extra que se puede generar en este tipo de centrales, atendiendo a las centrales ya operativas se puede acotar entre un 5 % y un 20 % de la potencia que se genera en el ciclo combinado de vapor en operación tradicional [Base de datos NREL]. En la tabla 4.6 se muestran los datos de producción de potencia neta y de producción de potencia mediante el campo solar de las plantas ISCC operativas en la actualidad. Este valor se tomará como fijo para poder dimensionar el resto de parámetros de la planta ISCC.

Central ISCC	Potencia neta [W]	Potencia solar neta [W]	Porcentaje de potencia solar [%]
Ain Beni Mathar	470	20	4
Hassi R' Mel	150	25	16
Kuraymat	140	20	14

Tabla 4. 6: Potencia neta y potencia solar de las centrales ISCC

Esto es, se tiene que la potencia extra que pueden generar las turbinas de vapor con el caudal de vapor generado en el SSG es:

$$\dot{W}_{solar} = [5 - 10] \% \dot{W}_{TV}$$

Ecuación 4. 1

Siendo:

\dot{W}_{solar} : potencia bruta extra generada por las tres turbinas de vapor.

\dot{W}_{TV} : potencia bruta generada por las tres turbinas de vapor en operación de ciclo combinado.

Con esto, se puede calcular el caudal másico de vapor que es necesario generar en el SSG para producir la potencia mecánica extra. En la imagen 4.2 se muestran las tres turbinas de vapor y el circuito que debe seguir el caudal másico:

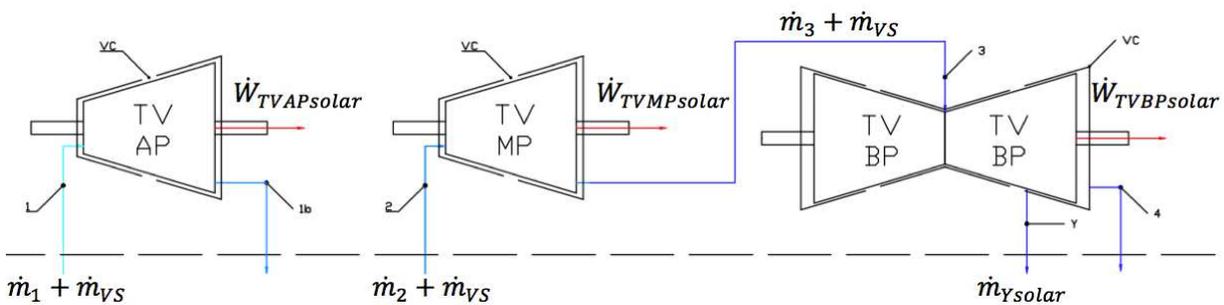


Imagen 4. 2: Transferencias de masa y energía en las turbinas de vapor en el caso solar

En la imagen anterior se indica el caudal de vapor que pasa por cada turbina y, tal y como se ha explicado anteriormente, se observa que el caudal másico de vapor extra debe pasar por las tres turbinas. Dicho caudal de vapor queda denotado como \dot{m}_{VS} . A continuación se plantea el balance de energía tomando como volumen de control el indicado en la imagen 4.2.

Desarrollando cada término como se ha hecho en secciones anteriores y teniendo en cuenta el caudal másico que circula por cada turbina queda que:

$$\dot{W}_{TV} + \dot{W}_{solar} = [(\dot{m}_1 + \dot{m}_{VS})(h_1 - h_{1b})] + [(\dot{m}_2 + \dot{m}_{VS})(h_2 - h_3)] + [(\dot{m}_3 + \dot{m}_{VS})(h_3 - h_Y) + (\dot{m}_3 + \dot{m}_{VS} + \dot{m}_{Ysolar})(h_Y - h_4)]$$

Ecuación 4.2

De donde se puede obtener el valor de \dot{m}_{VS} ya que los valores de propiedades termodinámicas no varían. El primer término de la ecuación 4.2, $(\dot{W}_{TV} + \dot{W}_{solar})$, representa la potencia mecánica desarrollada en las turbinas como la suma de la potencia que desarrollaban en el caso de operación del ciclo combinado y la potencia que se quiere desarrollar con el caudal másico extra de vapor, cuyo valor se calcula según la ecuación 4.1. Por otra parte, el segundo término de la ecuación 4.2 representa la suma de las potencias mecánicas que se desarrollan individualmente en cada turbina de vapor, siendo:

$(\dot{m}_1 + \dot{m}_{VS})(h_1 - h_{1b})$: potencia mecánica desarrollada por la turbina de alta presión al aportar el caudal másico extra de vapor.

$(\dot{m}_2 + \dot{m}_{VS})(h_2 - h_3)$: potencia mecánica desarrollada por la turbina de media presión al aportar el caudal másico extra de vapor.

$(\dot{m}_3 + \dot{m}_{VS})(h_3 - h_Y) + (\dot{m}_3 + \dot{m}_{VS} + \dot{m}_{Ysolar})(h_Y - h_4)$: potencia mecánica desarrollada por la turbina de media presión al aportar el caudal másico extra de vapor. Nótese que en este caso se tiene un caudal de extracción de vapor diferente al caso de operación de ciclo combinado, ya que se calcula como:

$$\dot{m}_{Ysolar} = Y \dot{m}_{AA,solar} = Y(\dot{m}_{AA} + \dot{m}_{VS})$$

Ya que en el ISCC al agua de alimentación hay que añadir el caudal másico extra de vapor, \dot{m}_{VS} . Con la ecuación 4.2 lo que se calcula es una estimación del caudal de vapor solar que se necesita para generar un cierto porcentaje de potencia mecánica extra. Dicha potencia mecánica en realidad será un valor variable, dependiendo de las relaciones de flujos másicos en la caldera de recuperación.

Una vez que se conoce el valor del caudal másico extra que es necesario aportar al ciclo combinado para producir la potencia mecánica deseada, se puede calcular el calor que es necesario transferir a dicho caudal para producir vapor. Se recuerda que, según se indica en el plano 2, para esta planta híbrida en concreto se sustituyen las etapas de economizador y evaporador de alta presión con el SSG. Los estados que se corresponden con el líquido

subenfriado a alta presión a la entrada del economizador y el vapor saturado a alta presión a la salida del evaporador son los estados 16 y 18 respectivamente, cuyas propiedades termodinámicas están fijadas. Por lo tanto, el esquema para el SSG quedaría de la siguiente manera:

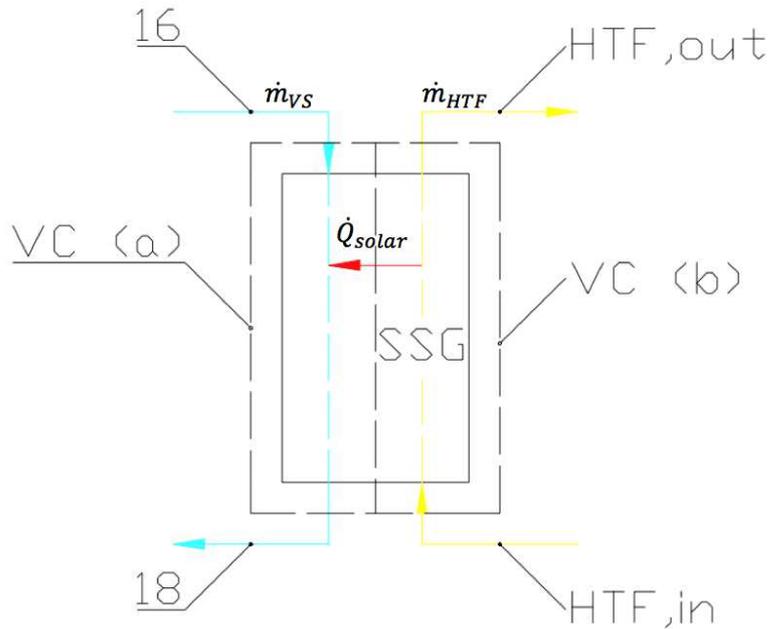


Imagen 4. 3: Intercambiador de calor (SSG) para el aceite térmico

Para calcular la energía en forma de calor que el aceite térmico debe transferir al caudal de agua de alimentación para producir el salto entálpico del estado 16 al estado 18 se debe aplicar un balance de energía al volumen de control “a” indicado en la imagen 4.3, así:

$$0 = \dot{H}_{16} - \dot{H}_{18} + \dot{Q}_{solar}$$

Donde:

\dot{Q}_{solar} : energía transferida en forma de calor por unidad de tiempo del aceite térmico al caudal de vapor.

Desarrollando los términos de potencias entálpicas se obtiene que:

$$\dot{Q}_{solar} = \dot{m}_{vS}(h_{18} - h_{16})$$

Ecuación 4. 3

Por lo que se puede calcular el calor que es necesario producir en el campo solar para poder generar el caudal másico extra de vapor para el ISCC.

IV.4 Modificaciones con respecto al ciclo combinado gas – vapor

Como consecuencia de añadir al ciclo combinado un caudal másico extra de vapor, una serie de parámetros se ven modificados y es necesario volver a calcularlos para definir por completo el ciclo. En esta subsección se plantean los cambios que son necesarios realizar para volver a definir el ciclo ISCC por completo.

En primer lugar, atendiendo al plano 2, se observa que el flujo de caudal másico extra que se evapora en el SSG se envía a la caldera de recuperación para sobrecalentarlo. Esto conlleva que el caudal másico que circula por la primera etapa de la caldera de recuperación se ve incrementado, por lo que la energía en forma de calor que ceden los gases al agua de alimentación en esa etapa debe repartirse o distribuirse convenientemente para asegurar el sobrecalentamiento del vapor solar. El perfil de temperaturas de los gases de combustión en su desarrollo en la caldera de recuperación no debe verse modificado, es decir, que la energía en forma de calor que ceden los gases de combustión al agua de alimentación es la misma para el caso en modo operación fósil que en modo de operación solar. En consecuencia, en la caldera de recuperación se deben de redefinir las relaciones de caudales másicos para cumplir el balance de energía en cada una de las etapas de la misma.

En la imagen 4.4 se muestra la caldera de recuperación en detalle y se representan los diferentes volúmenes de control que se utilizan para redefinir la relación de caudales másicos. Los caudales másicos que circulan por la caldera de recuperación en el modo de operación solar se denotan con el subíndice “solar”, excepto el caudal másico de vapor solar que se denota simplemente como \dot{m}_{VS}

Planteando el balance de energía en el volumen de control denotado como “a”, que se corresponde con la primera etapa de la caldera de recuperación (CR_1), queda que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{intCR1} = & \dot{m}_{APsolar} (h_{18} - h_{18b}) + (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_1 - h_{18}) + \\ & + \dot{m}_{MPsolar} (h_{1b} - h_{1c}) + (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_2 - h_{1b}) \end{aligned}$$

Ecuación 4. 4

Siendo:

$\dot{m}_{APsolar}$: caudal másico de alta presión en el modo de operación ISCC.

$\dot{m}_{MPsolar}$: caudal másico de media presión en el modo de operación ISCC.

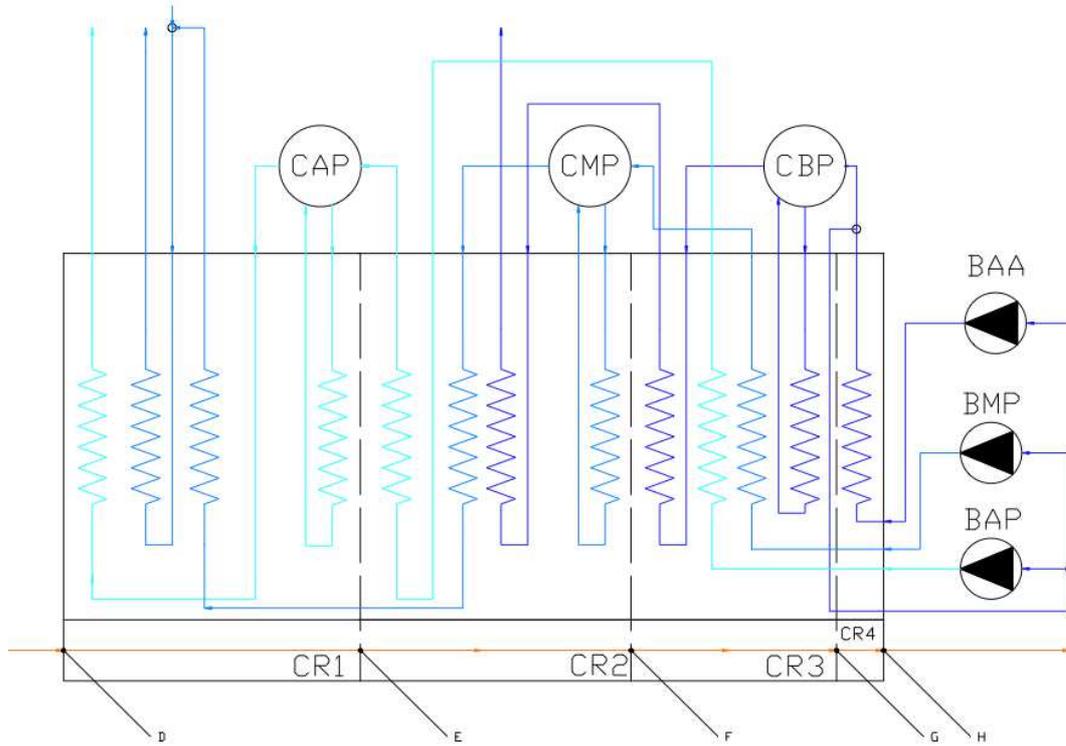


Imagen 4. 4: Transferencias de masa y energía en la caldera de recuperación en el caso solar

A continuación se plantea de forma análoga al caso anterior el balance de energía en el volumen de control denotado como “b” en la imagen 4.4. Así, queda que:

$$\dot{Q}_{intCR2} = \dot{m}_{APsolar} (h_{17} - h_{17b}) + \dot{m}_{MPsolar} (h_{1c} - h_{14}) + \dot{m}_{BPsolar} (h_3 - h_{11b})$$

Ecuación 4. 5

Siendo:

$\dot{m}_{BPsolar}$: caudal másico de baja presión en el modo de operación ISCC

Por último, se plantea el balance de energía en el volumen de control denotado como “c” en la 4.4 de donde se obtiene que:

$$\dot{Q}_{intCR3} = \dot{m}_{APsolar} (h_{17b} - h_{16}) + \dot{m}_{MPsolar} (h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_{BPsolar} (h_{11b} - h_{10})$$

Ecuación 4. 6

Por lo que se obtiene el sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones 4.4, 4.5 y 4.6, donde la energía transferida por los gases de combustión permanece constante y se recalcula la relación de caudales másicos que circula por la caldera de recuperación.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{intCR1} = \dot{m}_{APsolar} (h_{18} - h_{18b}) + (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_1 - h_{18}) + \\ \quad + \dot{m}_{MPsolar} (h_{1b} - h_{1c}) + (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_2 - h_{1b}) \\ \dot{Q}_{intCR2} = \dot{m}_{APsolar} (h_{17} - h_{17b}) + \dot{m}_{MPsolar} (h_{1c} - h_{14}) + \dot{m}_{BPsolar} (h_3 - h_{11b}) \\ \dot{Q}_{intCR3} = \dot{m}_{APsolar} (h_{17b} - h_{16}) + \dot{m}_{MPsolar} (h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_{BPsolar} (h_{11b} - h_{10}) \end{array} \right.$$

Atendiendo al plano 2, se observa que por la última etapa de la caldera de recuperación también se incrementa el caudal másico, ya que se economiza el caudal másico de vapor. Como consecuencia de esto, los gases de combustión sí que deben modificar el perfil de temperaturas para poder ceder energía en forma de calor suficiente. La única temperatura que se puede modificar es la temperatura de salida de la caldera de recuperación, T_{Hsolar} . Para calcularla, se plantea el balance de energía en volumen de control de la última etapa de la caldera de recuperación:

$$\dot{m}_{gc} C_p''_{gc} (T_{Gsolar} - T_{Hsolar}) = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_9 - h_8)$$

Ecuación 4.7

Siendo:

$\dot{m}_{AAsolar}$: Caudal de agua de alimentación en el modo solar, calculado como:

$$\dot{m}_{AAsolar} = \dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{BPsolar}$$

De esta forma se definen las interacciones termodinámicas en la caldera de recuperación para el caso de operación solar. Nótese que en las ecuaciones 4.4 y 4.7, aparece el término \dot{m}_{VS} , correspondiente al caudal másico de vapor extra que se aporta en el ciclo ISCC. Mientras que en las ecuaciones 4.5 y 4.6 dicho término no aparece. Esto indica que en la primera y última etapa de la caldera de recuperación se opera con el caudal másico de vapor extra, \dot{m}_{VS} , mientras que en la segunda y tercera etapa no circula este caudal.

Además de la relación de caudales másicos, en el ciclo ISCC se ven modificados un mayor número de parámetros como consecuencia del caudal de vapor extra que circula. En definitiva, todos aquellos equipos que operen con dicho caudal, ven modificadas sus condiciones de operación. A continuación se expone cómo calcular dichos parámetros, y para ello se indica directamente la expresión correspondiente para calcularlos, por lo que se recomienda la lectura previa del anexo III para comprender las expresiones que se plantean a continuación.

Turbina de alta presión:

$$\dot{W}_{TVAPsolar} = (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_1 - h_{1b})$$

$$\dot{A}_{D,TVAPsolar} = (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_1 - a_{1b}) - \dot{W}_{TVAPsolar}$$

Turbina de media presión:

$$\dot{W}_{TVMPsolar} = (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_2 - h_3)$$

$$\dot{A}_{D,TVMPsolar} = (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_2 - a_3) - \dot{W}_{TVMPsolar}$$

Turbina de baja presión:

$$\dot{W}_{TVBPsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_3 - h_Y) + (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{YSolar}) (h_Y - h_4)$$

$$\dot{A}_{D,TVBPsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_3 - a_Y) + (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{YSolar}) (a_Y - a_4) - \dot{W}_{TVBPsolar}$$

Bomba de condensado:

$$\dot{W}_{BCsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{YSolar}) (h_6 - h_5)$$

$$\dot{A}_{D,BCsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{YSolar}) (a_5 - a_6) + \dot{W}_{BCsolar}$$

Bomba de agua de alimentación:

$$\dot{W}_{BAAsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_8 - h_7)$$

$$\dot{A}_{D,BAAsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_7 - a_8) + \dot{W}_{BAAsolar}$$

Bomba de media presión:

$$\dot{W}_{BMPsolar} = (\dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_{12} - h_9)$$

$$\dot{A}_{D,BMPsolar} = (\dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_9 - a_{12}) + \dot{W}_{BMPsolar}$$

Bomba de alta presión:

$$\dot{W}_{BAPsolar} = (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_{16} - h_9)$$

$$\dot{A}_{D,BAPsolar} = (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_9 - a_{16}) + \dot{W}_{BAPsolar}$$

Condensador:

$$\dot{Q}_{CNDsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{Ysolar}) (h_4 - h_5)$$

$$\dot{A}_{D,CNDsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{Ysolar}) (a_4 - a_5) + (\dot{m}_{rsolar}) (a_{r1} - a_{r2})$$

Desgasificador:

$$\dot{A}_{D,DSGsolar} = (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_Y) a_6 + \dot{m}_{Ysolar} a_Y - (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) a_7$$

Calor intercambiado en la caldera de recuperación:

El calor cedido por los gases de combustión en el caso de operación ISCC se calcula como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{CR,AA,solar} &= (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_9 - h_8) + \dot{m}_{BPsolar} (h_3 - h_{10}) + \\ &+ \dot{m}_{MPsolar} (h_{13} - h_{12} + h_{1b} - h_{14}) + \dot{m}_{APsolar} (h_{17} - h_{16} + h_1 - h_{18b}) + \\ &+ (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (h_2 - h_{1b}) + \dot{m}_{VS} (h_1 - h_{18}) \end{aligned}$$

Y el calor cedido por los gases de combustión en el caso de operación ISCC se calcula como:

$$\dot{Q}_{CR,gc,solar} = \dot{m}_{gc} C_p''_{gc} (T_D - T_{Hsolar})$$

Y de nuevo se debe cumplir que:

$$\dot{Q}_{CR,AA,solar} = \dot{Q}_{CR,gc,solar}$$

A continuación se calcula la destrucción de exergía en cada una de las etapas de la caldera de recuperación en el modo solar.

Caldera de recuperación, primera etapa:

$$\begin{aligned} \dot{A}_{D,CR1solar} &= \dot{m}_{APsolar} (a_{18b} - a_1) + (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_{1b} - a_2) + \\ &+ \dot{m}_{VS} (a_{18} - a_1) + \dot{m}_{MPsolar} (a_{1c} - a_{1b}) + \dot{m}_{gc} (a_D - a_E) \end{aligned}$$

Donde la diferencia de exergías específicas quedan definidas tal y como se indicó en la sección 3, aunque es necesario definir la siguiente diferencia de exergías específicas del caudal másico extra de vapor:

$$a_{18} - a_1 = (h_{18} - h_1) - T_0 (s_{18} - s_1)$$

Caldera de recuperación, segunda etapa:

$$\dot{A}_{D,CR2solar} = \dot{m}_{APsolar} (a_{17b} - a_{17}) + \dot{m}_{MPsolar} (a_{14} - a_{1c}) + \dot{m}_{BPsolar} (a_{11b} - a_3) +$$

$$+ \dot{m}_{gc}(a_E - a_F)$$

Caldera de recuperación, tercera y cuarta etapa:

$$\dot{A}_{D,CR3,4solar} = \dot{m}_{APsolar} (a_{16} - a_{17b}) + \dot{m}_{MPsolar} (a_{12} - a_{13}) + \dot{m}_{BPsolar} (a_{10} - a_{11b}) + \\ + (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_8 - a_9) + \dot{m}_{gc} (a_F - a_H)_{solar}$$

Donde en este caso la diferencia de exergías específicas de los gases de combustión es:

$$(a_F - a_H)_{solar} = Cp''_{gc} (T_{Fsolar} - T_{Hsolar}) - T_0 \left[Cp''_{gc} \ln \left(\frac{T_{Fsolar}}{T_{Hsolar}} \right) - R \ln \left(\frac{p_F}{p_H} \right) \right]$$

Con esto se definen los parámetros relacionados con cada equipo que se ven modificados por el ciclo ISCC. Nótese que las expresiones utilizadas son las mismas que las del anexo III, con la diferencia de que se añade el caudal de vapor extra \dot{m}_{VS} y se modifican los caudales máxicos de cada nivel de presión. Para diferenciar los parámetros del caso de operación en ciclo combinado con los parámetros del caso de operación ISCC, éstos últimos se denotan con el subíndice “solar”, tal y como se ha indicado en las expresiones expuestas sobre estas líneas. Por último, magnitudes tales como la potencia neta desarrollada o los rendimientos térmicos y exergéticos también se ven modificados. A continuación se expone cómo determinar cada uno de estos parámetros:

Potencia neta del ciclo de vapor con ISCC:

$$\dot{W}_{CVsolar} = \dot{W}_{TVAPsolar} + \dot{W}_{TVMPsolar} + \dot{W}_{TVBPsolar} - \\ - \dot{W}_{BCsolar} - \dot{W}_{BAAsolar} - \dot{W}_{BMPsolar} - \dot{W}_{BAPsolar}$$

Potencia neta de la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar:

$$\dot{W}_{ISCC} = \dot{W}_{MTG} + \dot{W}_{CVsolar}$$

La eficiencia exergética de las turbinas de vapor en el caso de operación ISCC se exponen en la tabla 4.7:

Abreviatura	Turbina	Eficiencia exergética
TVAP	Turbina de vapor de alta presión	$\varepsilon_{TVAP,solar} = \frac{\dot{W}_{TVAPsolar}}{(\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_1 - a_{1b})}$
TVMP	Turbina de vapor de media presión	$\varepsilon_{TVMP,solar} = \frac{\dot{W}_{TVMPsolar}}{(\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_2 - a_3)}$
TVBP	Turbina de vapor de baja presión	$\varepsilon_{TVBP,solar} = \frac{\dot{W}_{TVBPsolar}}{(\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_3 - a_Y) + (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{Ysolar}) (a_3 - a_Y)}$

Tabla 4. 7: Eficiencia exergética para las turbinas de vapor en el caso solar

Eficiencia exergética del condensador en el caso de operación con ISCC:

$$\varepsilon_{CND,solar} = \frac{\dot{m}_{rsolar} (a_{r2} - a_{r1})}{(\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_Y) (a_4 - a_5)}$$

Eficiencia exergética del desgasificador en el caso de operación con ISCC:

$$\varepsilon_{DSG,solar} = \frac{(\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_{Ysolar}) (a_7 - a_6)}{\dot{m}_{Ysolar} (a_Y - a_7)}$$

La eficiencia exergética de las bombas se exponen en la siguiente tabla 4.8:

Abreviatura	Bomba	Eficiencia exergética
BC	Bomba de Condensado	$\varepsilon_{BC,solar} = \frac{-(\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS} - \dot{m}_Y) (a_5 - a_6)}{\dot{W}_{BCsolar}}$
BAA	Bomba de Agua de Alimentación	$\varepsilon_{BAA,solar} = \frac{-(\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_7 - a_8)}{\dot{W}_{BAAsolar}}$
BMP	Bomba de Media Presión	$\varepsilon_{BMP,solar} = \frac{\dot{m}_{MPsolar} (a_{12} - a_9)}{\dot{W}_{BMPsolar}}$
BAP	Bomba de Alta Presión	$\varepsilon_{BAP,solar} = \frac{-(\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_9 - a_{16})}{\dot{W}_{BAPsolar}}$

Tabla 4. 8: Eficiencias exergéticas de las bombas en el caso solar

La eficiencia exergética de la caldera de recuperación cuando ésta opera en el caso de la planta híbrida gas – solar es:

$$\varepsilon_{CR,solar} = \frac{\sum \dot{A}f_{salida} - \sum \dot{A}f_{entrada}}{\dot{A}f_D - \dot{A}f_H}$$

Siendo el numerador de la expresión anterior:

$$\begin{aligned} \sum \dot{A}f_{salida} - \sum \dot{A}f_{entrada} = & (\dot{m}_{AAsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_9 - a_8) + \dot{m}_{BPsolar} (a_3 - a_{10}) + \\ & + \dot{m}_{MPsolar} (a_{13} - a_{12} + a_{1b} - a_{14}) + \dot{m}_{APsolar} (a_1 - a_{16} + a_{17} - a_{18b}) + \\ & + (\dot{m}_{APsolar} + \dot{m}_{MPsolar} + \dot{m}_{VS}) (a_2 - a_{1b}) + \dot{m}_{VS} (a_1 - a_{18}) \end{aligned}$$

Y el denominador:

$$\dot{A}f_D - \dot{A}f_H = \dot{m}_{gc} (a_D - a_H)_{solar}$$

Siendo:

$$(a_D - a_H)_{solar} = Cp''_{gc} (T_D - T_{Hsolar}) - T_0 \left[Cp''_{gc} \ln \left(\frac{T_D}{T_{Hsolar}} \right) - R \ln \left(\frac{p_D}{p_H} \right) \right]$$

Con esto se termina de definir los parámetros que se ven modificados en la planta híbrida de ciclo combinado gas – solar.

IV.5 Dimensionado del campo solar

Una vez que se han determinado los parámetros que definen la parte del ciclo combinado gas – vapor de la planta híbrida, conviene analizar el campo solar en el que se generará la energía en forma de calor necesaria para producir el caudal másico de vapor extra.

El campo solar estará formado por colectores cilíndrico parabólicos conectados en lazos y formando agrupaciones de lazos en paralelo para formar lo que se denomina como campo solar. Dichos CCP serán en este caso el modelo Eurotrough del fabricante Abengoa Solar, modelo que comparte las características de su antecesor LS-3 pero con una estructura mejorada, más resistente ante las cargas torsionales y más livianas. Las especificaciones técnicas de dicho CCP se indicaron en la tabla 4.4. Y también, según lo explicado en el anexo II, el balance de energía para un campo solar queda de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{SF,in} = \dot{Q}_{SF,out} + \dot{Q}_{SF,loss}$$

Donde:

$\dot{Q}_{SF,in}$: energía térmica por unidad de tiempo absorbida por el campo solar.

$\dot{Q}_{SF,out}$: energía térmica por unidad de tiempo producida por el campo solar.

$\dot{Q}_{SF,loss}$: energía térmica por unidad de tiempo perdida por el campo solar.

En la planta híbrida gas – solar en estudio lo que se plantea es aportar un caudal extra de vapor al ciclo combinado gas – vapor, y para ello se debe aportar una energía en forma de calor que se obtiene en el campo solar. En las secciones anteriores se ha descrito como obtener dicha energía, que se ha denominado como \dot{Q}_{solar} . Esta energía es también la energía térmica producida por el campo solar, por lo que en este apartado queda que:

$$\dot{Q}_{solar} = \dot{Q}_{SF,out}$$

Ecuación 4. 8

Donde se tiene que:

$$\dot{Q}_{SF,in} = A_{SF} Gb_N \eta_{shadows} \eta_{0(\theta=0^\circ)} K(\theta) F_e \eta_{endlosses} \eta_{av}$$

Ecuación 4. 9

Donde:

A_{SF} : área de apertura total del campo solar.

Gb_N : Irradiancia solar directa normal que incide sobre el campo solar. El valor de este parámetro se especifica en las hipótesis de trabajo de este anexo.

$\eta_{shadows}$: factor de sombra que tiene en cuenta las pérdidas por sombra entre filas paralelas de CCP. Éste parámetro puede estar dentro del rango de 0 a 1 y se calcula en función del ángulo de incidencia de la radiación solar directa:

$$\eta_{shadows} = \begin{cases} 1 & \text{si } \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) > 1 \\ \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) & \text{si } 0 \leq \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) \leq 1 \\ 0 & \text{si } \left(\frac{d_{rows}}{w} \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \right) < 0 \end{cases}$$

Donde:

w : ancho de parábola del CCP que compone el campo solar. Su valor viene indicado en la tabla 4.4.

d_{rows} : distancia entre las filas paralelas de CCP que componen el campo solar. Su valor se estima como tres veces el ancho de parábola, es decir, $3 w$.

θ_z : ángulo cenital solar.

θ : ángulo de incidencia de la radiación solar directa. Su valor se indica en la tabla 4.2.

$\eta_{0(\theta=0^\circ)}$: rendimiento óptico del CCP que compone el campo solar. Éste parámetro se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_{0(\theta=0^\circ)} = A + B \Delta T$$

Donde:

A, B : coeficientes cuyos valores se indican en la tabla 4.4.

ΔT : diferencia entre la temperatura promedio de calentamiento del fluido de trabajo en el campo solar y la temperatura ambiente. Se calcula como sigue:

$$\Delta T = \bar{T}_f - T_0$$

Donde la temperatura promedio se calcula como la media aritmética de la temperatura de entrada al campo solar y la temperatura de salida del campo solar:

$$\bar{T}_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

Los valores de T_{in} y T_{out} se indican en la tabla 4.4 mientras que el valor de T_0 es la temperatura del ambiente.

$K(\theta)$: modificador por ángulo de incidencia del CCP que compone el campo solar. Se calcula como sigue:

$$K(\theta) = C \cos(\theta) + D \theta + E \theta^2$$

C, D, E : coeficientes cuyos valores se indican en la tabla 4.4.

F_e : factor de ensuciamiento, cuyo valor se indica en la tabla 4.4.

$\eta_{endlosses}$: factor de pérdidas de final. Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{endlosses} = 1 - \left(\frac{f \tan(\theta)}{L_{collector}} \right)$$

Siendo:

f : distancia focal del CCP que compone el campo solar.

$L_{collector}$: longitud del CCP que compone el campo solar.

η_{av} : disponibilidad del campo solar. Su valor se indica en la tabla 4.4.

Con esto se observa que se conocen todos los parámetro del segundo miembro de la ecuación 4.9, excepto el área de apertura total del campo solar, A_{SF} , que es precisamente el parámetro que se quiere determinar para dimensionar el campo solar del ciclo ISCC en estudio.

Por otra parte, la energía térmica por unidad de tiempo perdida por el campo solar se puede determinar como:

$$\dot{Q}_{SF,loss} = [(G \Delta T + H \Delta T^2) + \dot{q}_{pipelosses}] A_{SF}$$

Ecuación 4. 10

Donde:

G, H : coeficientes de pérdidas térmicas, cuyo valor se indica en la tabla 4.4.

$\dot{q}_{pipelosses}$: pérdidas térmicas desde las conducciones del campo diferentes de los tubos absorbedores por unidad de área de apertura del campo. Su valor se indica en la tabla 4.4.

De nuevo se observa que todos los parámetros del segundo miembro de la 4.10 se puede determinar a excepción del área de apertura total del campo solar. En consecuencia, si se sustituyen las ecuaciones 4.8, 4.9 y 4.10 se obtiene que:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SF,in} &= \dot{Q}_{SF,out} + \dot{Q}_{SF,loss} \\ A_{SF} G b_N \eta_{shadows} \eta_{0(\theta=0^\circ)} K(\theta) F_e \eta_{endlosses} \eta_{av} &= \\ &= \dot{Q}_{solar} + [(G \Delta T + H \Delta T^2) + \dot{q}_{pipelosses}] A_{SF} \end{aligned}$$

Ecuación 4. 11

De la ecuación 4.11 se puede obtener el área de apertura total del campo solar, A_{SF} , que es el parámetro que se busca para definir las características del ISCC. Una vez calculado dicho parámetro se puede entrar en mayor detalle para definir el campo solar. Para ello se puede calcular el número de CCPs que son necesarios para cubrir el área de apertura total, así como la disposición de los mismos en filas paralelas.

El área de apertura de un CCP individual se puede calcular como el producto del ancho de parábola y la longitud del colector, así:

$$A_{CCP} = w L_{collector}$$

Y el número de colectores que son necesarios para construir el campo solar se calcula como:

$$N_{CCP} = \frac{A_{SF}}{A_{CCP}}$$

Si el resultado de la expresión anterior no da un número entero, se debe redondear hacia el número superior para determinar el número de CCPs que se necesitan para cubrir la demanda de energía.

Por último, al campo solar entra un determinado flujo de energía, $\dot{Q}_{SF,in}$. A este flujo va asociado una determinada exergía, denominada exergía de la radiación solar, que se determina como:

$$\dot{A}_{SF,in} = \dot{Q}_{SF,in} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}} \right)$$

Ecuación 4. 12

Siendo:

T_{sun} : temperatura efectiva del Sol si su comportamiento fuera como el de un cuerpo negro. Se suele tomar el valor de:

$$T_{sun} = 5700 \text{ K}$$

T_0 : temperatura del ambiente de referencia. [K]

IV.6 Cálculo del caudal de aceite térmico

Según se ha indicado anteriormente, se utilizará aceite térmico Therminol VP-1. Las propiedades de este aceite térmico se indicaron en la tabla 4.6. Para calcular el caudal másico de aceite térmico (HTF) se aplica un balance de energía en el SSG, tomando como volumen de control el indicado como “b” en la imagen 4.3, de donde se obtiene que:

$$0 = \dot{H}_{HTF,in} - \dot{H}_{HTF,out} - \dot{Q}_{solar}$$

Desarrollando cada término se tiene que:

$$\dot{m}_{HTF} = \frac{\dot{Q}_{solar}}{h_{HTF,in} - h_{HTF,out}}$$

Ecuación 4. 13

Donde:

\dot{m}_{HTF} : caudal másico de aceite térmico necesario para transferir la energía en forma de calor al caudal másico extra de vapor. $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$h_{HTF,in}$: entalpía específica del aceite térmico a la entrada del SSG. $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$h_{HTF,out}$: entalpía específica del aceite térmico a la salida del SSG. $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

El modelo de sustancia simple compresible indica que las propiedades intensivas varían considerablemente con la temperatura. Por lo tanto la variación de entalpía específica del aceite térmico se puede calcular como la integral del producto de la capacidad térmica y la temperatura en el rango de temperatura de operación del aceite térmico. Es decir, se tiene la siguiente expresión para calcular la diferencia de exergía específica del aceite térmico:

$$h_{HTF,in} - h_{HTF,out} = \int_{T_{in}}^{T_{out}} Cp(T) \Delta T_{HTF}$$

Siendo:

ΔT_{HTF} : diferencia de temperatura del aceite térmico a la entrada y salida del SSG, calculada como:

$$\Delta T_{HTF} = T_{in} - T_{out}$$

Por lo tanto, es necesario realizar un ajuste para calcular una capacidad térmica promedio en el intervalo de las temperaturas de operación del aceite térmico. Una vez se conozca dicha capacidad térmica se puede obtener el caudal másico de aceite térmico mediante ecuación 4.13.

Así, se termina de plantear el análisis de la planta ISCC y de los diferentes parámetros que la caracterizan.

Lista de referencias

[Abengoa, 2013]

Abengoa Solar, 2013. *A new generation of parabolic trough technology*. Disponible en la url:

http://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp_review_meeting_042513_price.pdf

Última consulta: 4 Julio 2014

[Base de Datos NREL]

National Renewable Energy Laboratory; Concentrating Solar Power Projects; Data Base. Disponible en la url: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/parabolic_trough.cfm. Última consulta: 4 Julio 2014.

[Web Therminol]

Therminol. Información acerca del aceite térmico Therminol VP-1. Disponible en la url: <http://www.therminol.com/products/Therminol-VP1> Última consulta: 4 Julio 2014

[Vernon, E., Gregory, J., Sioan, M., Kearney, D., 1994]

Vernon, E., Gregory, J., Sioan, M., Kearney, D., 1994. *SEGS LS-2 Solar Collectors – Test Results*. Estados Unidos.

Bibliografía

CREUS SOLÉ, A. *Energía Termosolar*. Barcelona : Cano Pina, S.L. – Ediciones Ceysa, 2010.

JUTGLAR, L. *Energía Solar*. Barcelona : Ceac, 2004.

MÉNDEZ MUÑIZ, J.M., CUERVO GARCÍA, R. *Energía Solar Térmica*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2009.

MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Edición. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.

RUFES MARTÍNEZ, P. *Energía Solar Térmica – Técnicas para su Aprovechamiento*. Barcelona : MARCOMBO, S.A., 2010.

SABUGAL GARCÍA, S., GÓMEZ MOÑUZ, F. *Centrales de Ciclo Combinado – Teoría y Proyecto*. Madrid : Díaz de Santos, 2006.

VILLARES MARTÍN, M. *Cogeneración*. 2ª Edición. Madrid : Fundación Confemetal, 2003.



Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANEXO V

Detalle de Cálculos

Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado Gas – Solar (Ciclo ISCC)

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Pablo Hernández de la Cruz

Tutor: Agustín M. Delgado Torres

Julio de 2014

Índice de Anexo V

V.1 Presentación	1
V.2 Capacidad térmica del aire	1
V.3 Capacidad térmica de los gases de combustión	2
V.4 Cálculo del poder calorífico inferior del combustible	4
Lista de Referencias	9
Bibliografía	9

ANEXO V: Detalle de cálculos

V.1 Presentación

En este Anexo se detalla el cálculo de la capacidad térmica isobárica del aire y de la capacidad térmica isobárica de la mezcla de gases productos de la combustión de la cámara de combustión. También se expone el cálculo del poder calorífico inferior asociado al combustible del motor turbina de gas.

V.2 Capacidad Térmica del Aire

Se toma el modelo de gas perfecto diatómico para el aire, por lo que el valor de las capacidades térmicas se obtiene a partir de las siguientes expresiones:

$$Cp_a = \frac{7}{2} R$$

$$Cv_a = \frac{5}{2} R$$

Donde:

R : constante universal de los gases expresada en base másica, calculada como:

$$R = \frac{\bar{R}}{Mm_a}$$

Siendo:

$$\bar{R} = 8,314 \frac{kJ}{kmol K}$$

Mm_a : masa molecular del aire. A partir de Según la Tabla A.1 del libro Moran - Shapiro [Moran, Shapiro, 2004], el valor de este parámetro es:

$$Mm_a = 28,97 \frac{kg}{kmol}$$

Por lo tanto, sustituyendo en las expresiones anteriores queda que:

$$Cp_a = \frac{7}{2} \left(\frac{8,314 \frac{kJ}{kmol K}}{28,97 \frac{kg}{kmol}} \right) = 1,004452882 \frac{kJ}{kg K}$$

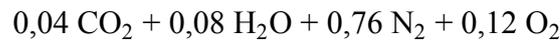
$$Cv_a = \frac{5}{2} \left(\frac{8,314 \frac{kJ}{kmol K}}{28,97 \frac{kg}{kmol}} \right) = 0,7174663445 \frac{kJ}{kg K}$$

Así se obtiene el valor de las capacidades térmicas del aire como gas perfecto diatómico. El índice adiabático del aire se calcula como el cociente de las capacidades térmicas:

$$\gamma_a = \frac{Cp_a}{Cv_a} = \frac{1,004452882 \frac{kJ}{kg K}}{0,7174663445 \frac{kJ}{kg K}} = 1,4$$

V.3 Capacidad Térmica de los Gases Combustión

La composición en base molar de los gases producto de la combustión es la siguiente:



Se ha supuesto una temperatura de salida de la cámara de combustión para los gases de:

$$T_c = 1500 \text{ K}$$

Una vez se supone este valor de temperatura, se puede calcular una temperatura media del procesos de expansión en la turbina de gas, ya que la temperatura de salida del motor turbina de gas viene dada por las especificaciones técnicas del fabricante. Así, la temperatura media se calcula como:

$$T_m = \frac{T_c + T_D}{2} = \frac{1500 \text{ K} + 898,15 \text{ K}}{2} = 1199,075 \text{ K} \approx 1200 \text{ K}$$

Una vez se conoce la temperatura media del proceso se acude a la Tabla 8 del libro José Agüera Soriano [Agüera, J. 1999], y se toma la capacidad térmica de cada uno de los gases producto de la combustión a la temperatura media indicada, así:

$$\bar{C}p_{\text{CO}_2}(T_m) = 56,34 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{C}p_{\text{H}_2\text{O}}(T_m) = 43,7 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{C}p_{\text{N}_2}(T_m) = 33,73 \frac{kJ}{kmol K}$$

$$\bar{C}p_{\text{O}_2}(T_m) = 35,68 \frac{kJ}{kmol K}$$

Para calcular la capacidad térmica de una mezcla de gases ideales se tiene que:

$$\bar{c}p_{gc} = \sum_{i=1}^j \bar{X}_i \bar{c}p_i = \bar{X}_{CO_2} \bar{c}p_{CO_2} + \bar{X}_{H_2O} \bar{c}p_{H_2O} + \bar{X}_{N_2} \bar{c}p_{N_2} + \bar{X}_{O_2} \bar{c}p_{O_2}$$

Ecuación 5. 1

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 5.1 y atendiendo a la composición de la mezcla de gases producto de la combustión se obtiene que:

$$\begin{aligned} \bar{c}p_{gc} &= 0,04 \left(56,34 \frac{kJ}{kmol K} \right) + 0,08 \left(43,7 \frac{kJ}{kmol K} \right) + \\ &+ 0,76 \left(33,73 \frac{kJ}{kmol K} \right) + 0,12 \left(35,68 \frac{kJ}{kmol K} \right) \rightarrow \\ &\rightarrow \bar{c}p_{gc} = 35,666 \frac{kJ}{kmol K} \end{aligned}$$

Se obtiene la capacidad térmica de los gases de combustión en base molar. Para obtener la capacidad térmica en base másica se debe dividir cada una de las capacidades térmicas de cada gas por la masa molecular de cada uno de ellos, y realizar de nuevo el sumatorio de cada uno de los componentes para calcular la capacidad térmica de la mezcla. Por lo tanto queda que:

$$\begin{aligned} Cp_{CO_2}(T_m) &= \frac{\bar{c}p_{CO_2}(T_m)}{Mm_{CO_2}} = \frac{56,34 \frac{kJ}{kmol K}}{44,011 \frac{kg}{kmol}} = 1,280134512 \frac{kJ}{kg K} \\ Cp_{H_2O}(T_m) &= \frac{\bar{c}p_{H_2O}(T_m)}{Mm_{H_2O}} = \frac{43,7 \frac{kJ}{kmol K}}{18,016 \frac{kg}{kmol}} = 2,42562167 \frac{kJ}{kg K} \\ Cp_{N_2}(T_m) &= \frac{\bar{c}p_{N_2}(T_m)}{Mm_{N_2}} = \frac{33,73 \frac{kJ}{kmol K}}{28,016 \frac{kg}{kmol}} = 1,203954883 \frac{kJ}{kg K} \\ Cp_{O_2}(T_m) &= \frac{\bar{c}p_{O_2}(T_m)}{Mm_{O_2}} = \frac{35,68 \frac{kJ}{kmol K}}{32 \frac{kg}{kmol}} = 1,115 \frac{kJ}{kg K} \end{aligned}$$

Sustituyendo de nuevo en la ecuación 5.1 se obtiene que:

$$\begin{aligned} Cp_{gc} &= 0,04 \left(1,280134512 \frac{kJ}{kg K} \right) + 0,08 \left(2,42562167 \frac{kJ}{kg K} \right) + \\ &+ 0,76 \left(1,203954883 \frac{kJ}{kg K} \right) + 0,12 \left(1,115 \frac{kJ}{kg K} \right) \rightarrow \end{aligned}$$

$$\rightarrow C_{p_{gc}} = 1,29406 \frac{kJ}{kmol K}$$

Por lo que finalmente se obtiene el valor de la capacidad térmica de los gases producto de la combustión.

El índice adiabático se obtiene siguiendo el mismo procedimiento hasta ahora. El valor del índice adiabático de cada componente se obtiene de la Tabla 9 del libro José Agüera Soriano [Agüera, J. 1999], de donde se obtiene que:

$$\gamma_{CO_2}(T_m) = 1,173$$

$$\gamma_{H_2O}(T_m) = 1,235$$

$$\gamma_{N_2}(T_m) = 1,327$$

$$\gamma_{O_2}(T_m) = 1,304$$

A partir de la siguiente expresión se calcula el valor del índice adiabático de la mezcla de los gases de combustión:

$$\gamma_{gc} = \sum_{i=1}^j X_i \gamma_i = X_{CO_2} \gamma_{CO_2} + X_{H_2O} \gamma_{H_2O} + X_{N_2} \gamma_{N_2} + X_{O_2} \gamma_{O_2}$$

Sustituyendo los valores correspondientes queda que:

$$\gamma_{gc} = 0,04 (1,173) + 0,08 (1,235) + 0,76 (1,327) + 0,12 (1,304) \rightarrow$$

$$\rightarrow \gamma_{gc} = 1,31072$$

Por último se calcula el valor de la capacidad térmica a partir de la definición de índice adiabático:

$$C_{v_{gc}} = \frac{C_{p_{gc}}}{\gamma_{gc}} = \frac{1,29406 \frac{kJ}{kmol K}}{1,31072} = 0,98728 \frac{kJ}{kmol K}$$

V.4 Cálculo del Poder Calorífico Inferior del Combustible

El valor del poder calorífico inferior del combustible es igual a la entalpía de combustión del mismo. La entalpía de combustión es la diferencia entre la entalpía de los productos y la de los reactivos para una combustión completa a temperatura y presión determinadas. Para

calcular esta entalpía de combustión se debe plantear un balance de energía en la cámara de combustión:

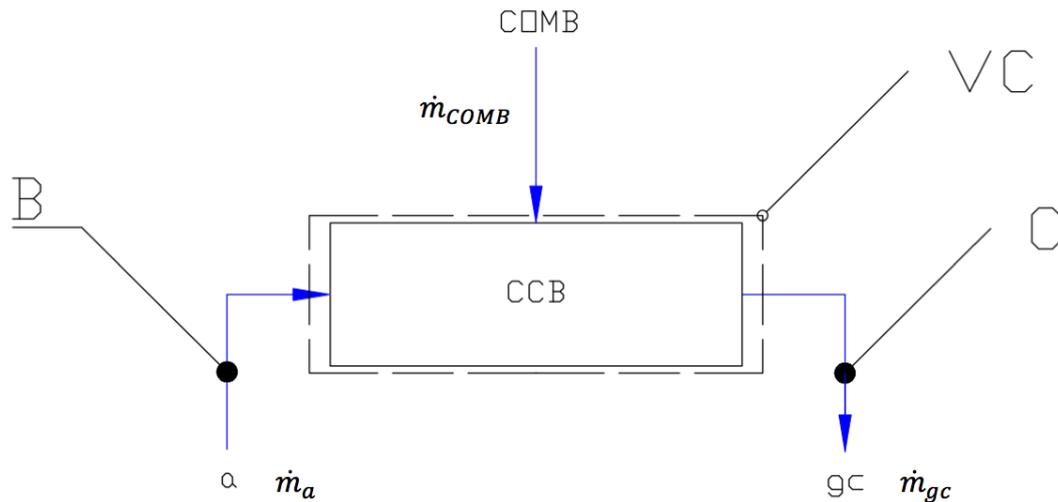


Imagen 5. 1: Volumen de control en la cámara de combustión

El balance de energía tomando como volumen de control el indicado en la imagen anterior queda de la siguiente manera:

$$\frac{dE_{vc}(t)}{dt} = \sum_e \dot{E}f_e - \sum_s \dot{E}f_s \pm \dot{W}_{vc} \pm \dot{Q}_{vc} \rightarrow$$

$$\rightarrow 0 = \dot{H}_a + \dot{H}_{COMB} - \dot{H}_{gc} - \dot{Q}_{CCB}$$

El término asociado a la transferencia de energía en forma de trabajo desaparece de la ecuación ya que en la cámara de combustión ni se desarrolla ni se consume trabajo. Expresando los términos anteriores en base molar y desarrollando cada uno de ellos queda que:

$$0 = \dot{n}_a \bar{h}_a + \dot{n}_{COMB} \bar{h}_{COMB} - \dot{n}_{gc} \bar{h}_{gc} - \dot{Q}_{CCB}$$

Ecuación 5. 2

La entalpía molar de un componente se calcula como la suma de la entalpía de formación y la variación de entalpía:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f_i}^o + \Delta\bar{h}_i$$

Donde:

$\bar{h}_{f_i}^o$: entalpía de formación del componente i .

$\Delta\bar{h}_i$: variación de entalpía molar del componente i con respecto al ambiente de referencia.

Para calcular la entalpía de combustión se considera que todos los flujos másicos que atraviesan el volumen de control lo hacen en las condiciones del ambiente de referencia, por lo tanto, el término de variación de entalpía molar es nulo. Así, la entalpía molar queda como la entalpía de formación:

$$\bar{h}_i = \bar{h}_{f_i}^o$$

Sustituyendo en la ecuación 5.2 y despejando el término asociado a la transferencia de energía en forma de calor a través del volumen de control queda que:

$$\dot{Q}_{CCB} = \dot{n}_a \bar{h}_{f_a}^o + \dot{n}_{COMB} \bar{h}_{f_{COMB}}^o - \dot{n}_{gc} \bar{h}_{f_{gc}}^o$$

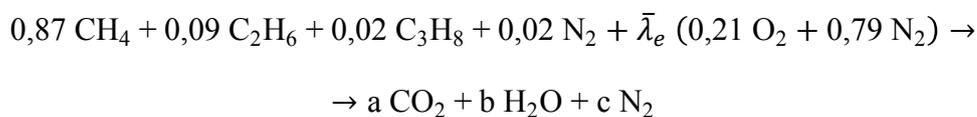
Si ahora se dividen los términos anteriores por el caudal molar de combustible, \dot{n}_{COMB} , se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{Q}_{CCB}}{\dot{n}_{COMB}} = \frac{\dot{n}_a}{\dot{n}_{COMB}} \bar{h}_{f_a}^o + \bar{h}_{f_{COMB}}^o - \frac{\dot{n}_{gc}}{\dot{n}_{COMB}} \bar{h}_{f_{gc}}^o$$

Donde:

$\frac{\dot{Q}_{CCB}}{\dot{n}_{COMB}}$: entalpía de combustión, cuyo valor equivale al poder calorífico inferior del combustible.

La reacción en la cámara de combustión debe ser completa, por lo que la entalpía de combustión se calcula con la reacción esquetiométrica ajustada para 1 kilomol de combustible. Así, dicha reacción de combustión queda de la siguiente manera:



Donde:

$\bar{\lambda}_e$: relación aire – combustible molar para la reacción esquetiométrica.

Como se puede observar en la reacción anterior, en el término de los producto nos hay oxígeno, ya que en la reacción esquetiométrica se considera que no hay exceso de aire. Los coeficientes a, b y c, así como la relación aire combustible molar, se calculan de la siguiente manera:

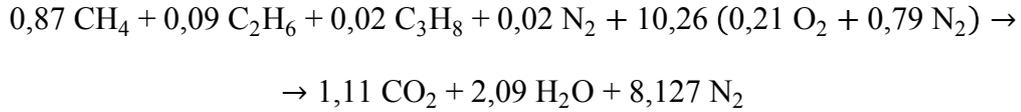
$$\text{Carbono: } a = 0,87 (1) + 0,09 (2) + 0,02 (3) \rightarrow a = 1,11$$

$$\text{Hidrógeno: } 2 b = 0,87 (4) + 0,09 (6) + 0,08 (2) \rightarrow b = 2,09$$

$$\text{Oxígeno: } 2 (0,21) \bar{\lambda}_e = 2 a + b \rightarrow \bar{\lambda}_e = 10,26$$

$$\text{Nitrógeno: } 2 c = 0,02 (2) + 2 (0,079) \bar{\lambda}_e \rightarrow c = 8,127$$

Por lo tanto la reacción de combustión ajustada para 1 kilomol de combustible queda:



Donde el coeficiente que acompaña a cada componente de la reacción es el cociente entre caudal molar de ese componente y el caudal molar del combustible. Volviendo a la ecuación 5.2 y desarrollando el término de entalpía de formación en función de los componentes de cada gas se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{Q}_{CCB}}{\dot{n}_{COMB}} = 10,26 \left(0,21 \bar{h}_f^{\circ} \text{O}_2 + 0,79 \bar{h}_f^{\circ} \text{N}_2 \right) + \\ + \left(0,87 \bar{h}_f^{\circ} \text{CH}_4 + 0,09 \bar{h}_f^{\circ} \text{C}_2\text{H}_6 + 0,02 \bar{h}_f^{\circ} \text{C}_3\text{H}_8 + 0,02 \bar{h}_f^{\circ} \text{N}_2 \right) - \\ - \left(1,11 \bar{h}_f^{\circ} \text{CO}_2 + 2,09 \bar{h}_f^{\circ} \text{H}_2\text{O} + 8,127 \bar{h}_f^{\circ} \text{N}_2 \right)$$

Ecuación 5. 3

Donde los términos englobados en el primer paréntesis son los componentes del aire seco, los componentes englobados en el segundo paréntesis son los componentes del combustible y los componentes englobados en el tercer paréntesis son los gases productos de la combustión completa. Observando la ecuación anterior, para calcular la entalpía de combustión solamente es necesario conocer los valores de la entalpía de formación. Para ello se consulta la Tabla A.25 del libro Moran-Shapiro [Moran, Shapiro, 2004], en la que se tiene que los valores de entalpía de formación para cada uno de los gases anteriores, y sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 5.3 queda que:

$$\frac{\dot{Q}_{CCB}}{\dot{n}_{COMB}} = 0,87 \left(-74850 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + 0,09 \left(-84860 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + \\ + 0,02 \left(-103850 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) - 1,11 \left(-393520 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) - 2,09 \left(-241820 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$$

De donde se obtiene que la entalpía de combustión vale:

$$\frac{\dot{Q}_{CCB}}{\dot{n}_{COMB}} = 867393,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Para obtener el valor del poder calorífico inferior en base másica se debe calcular el cociente entre la entalpía de combustión y la masa molecular del combustible, que se calcula atendiendo a los valores de la Tabla A.1 del libro Moran-Shapiro [Moran, Shapiro, 2004] según la siguiente expresión:

$$Mm_{COMB} = \sum_{i=1}^j \bar{X}_i Mm_i =$$

$$= 0,87 Mm_{CH_4} + 0,09 Mm_{C_2H_6} + 0,02 Mm_{C_3H_8} + 0,02 Mm_{N_2}$$

Sustituyendo los valores correspondientes queda que la masa molecular del combustible tiene un valor de:

$$Mm_{COMB} = 18,1031 \frac{kg}{kmol}$$

Finalmente, sabiendo que el caudal molar de combustible es 1 kilomol, se obtiene el valor del poder calorífico inferior:

$$PCI = \frac{\dot{Q}_{CCB} / \dot{n}_{COMB}}{Mm_{COMB}} = \frac{867393,3 \frac{kJ}{kmol}}{18,1031 \frac{kg}{kmol}} = 47914,07549 \frac{kJ}{kg}$$

Lista de referencias

[Agüera, J., 1999]

Agüera Soriano, J., 1999. *Termodinámica lógica y motores térmicos – Problemas resueltos*. España : Ciencia 3, S.L.

[Moran, Shapiro, 2004]

Moran, J.M., Shapiro, H.J., 2004. *Fundamentos de termodinámica técnica*. 2ª Edición. Barcelona : Reverté S.A.

Bibliografía

AGÜERA SORIANO, J. *Termodinámica Lógica y Motores Térmicos*. Madrid : CIENCIA 3 Distribución, S.L., 1999.

MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Edición. Barcelona: Reverté, S.A., 2004.



Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANEXO VI

Código de Engineering Equation Solver

Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado Gas – Solar (Ciclo ISCC)

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Pablo Hernández de la Cruz

Tutor: Agustín M. Delgado Torres

Julio de 2014

Índice de Anexo VI

VI.1 Presentación	1
VI.2 Código	1
VI.2.1 Parámetros de entrada	1
VI.2.2 Cálculo de los estados termodinámicos	2
VI.2.3 Cálculo de los caudales másicos	6
VI.2.4 Análisis energético y exergético del ciclo combinado gas – vapor	7
VI.2.5 Análisis del ciclo ISCC	10
VI.2.6 Dimensionado del campo solar	14
VI.3 Listado de resultados	15

ANEXO VI: Código de Engineering Equation Solver

VI.1 Presentación

En este Anexo se adjunta el código de Engineering Equation Solver (EES) que se ha utilizado para los cálculos del ciclo combinado, así como el listado de resultados que se obtienen al ejecutar dicho código.

VI.2 Código

VI.2.1 Parámetros de Entrada

"DATOS DE ENTRADA"

"TEMPERATURA Y PRESIÓN DE LOS ESTADOS 1, 2, 3"

T_1=873,15

p_1=170

T_2=873,15

p_2=35

T_3=573,15

p_3=5

"DATOS DEL MTG"

W_dot_MTG=375000

m_dot_gc=820

Cp_gc=1,287718

T_D=(625+273,15)

Mm_gc=28,3554

PCI=47914,07549

m_dot_comb=19,56627547

p_D=1,5

p_E=1,4

p_F=1,3

p_H=1,01325

R=8,314

A_dot_fa=336361,9559

A_dot_fcomb=980468,0318

"DATOS AMBIENTE DE REFERENCIA"

T_0=288,15

p_0=1,01325

h_0=enthalpy(Water;T=T_0;P=p_0)

s_0=entropy(Water;T=T_0;P=p_0)

"DATOS SUPUESTOS"

"RENDIMIENTOS ISOENTRÓPICOS DE LAS TURBINAS DE VAPOR"

ETA_s_TVAP=0,87;

```
ETA_s_TVBP=0,87;  
"RENDIMIENOS ISOENTRÓPICOS DE LAS BOMBAS DE AGUA"  
ETA_s_BC=0,75;  
ETA_s_BAA=0,75;  
ETA_s_BMP=0,75;  
ETA_s_BAP=0,75;  
"PINCH POINT Y APPROACH"  
DELTAT_PP=5;  
DELTAT_AP=5;  
"TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN DEL CICLO"  
T_COND=(30+273,15);  
"CAÍDAS DE PRESIÓN EN SOBRECALENTADOR Y ECONOMIZADOR"  
DELTAP_SCAP=5;  
DELTAP_EVAP=3;  
DELTAP_ECOAP=2;  
DELTAP_SCMP=5;  
DELTAP_EVMP=3;  
DELTAP_ECOMP=2;  
DELTAP_SCBP=5;  
DELTAP_EVBP=3;  
DELTAP_ECOBP=2;  
DELTAP_RC=1,5;  
"PRESIÓN DE EXTRACCIÓN DE SANGRADO"  
p_Y=0,5;
```

VI.2.2 Cálculo de los Estados Termodinámicos

```
"CÁLCULO DE LOS ESTADOS"
```

```
"ESTADO 1"
```

```
h_1=enthalpy(Water;T=T_1;P=p_1)
```

```
s_1=entropy(Water;T=T_1;P=p_1)
```

```
a_1=(h_1-h_0)-T_0*(s_1-s_0)
```

```
"ESTADO 2"
```

```
h_2=enthalpy(Water;T=T_2;P=p_2)
```

```
s_2=entropy(Water;T=T_2;P=p_2)
```

```
a_2=(h_2-h_0)-T_0*(s_2-s_0)
```

```
"ESTADO 3"
```

```
h_3=enthalpy(Water;T=T_3;P=p_3)
```

```
s_3=entropy(Water;T=T_3;P=p_3)
```

```
a_3=(h_3-h_0)-T_0*(s_3-s_0)
```

```
"ESTADO 1b"
```

```
p_1b=p_2+DELTAP_RC
```

```
"Calculo del estado isoentrópico 1bs"
```

```

s_1bs=s_1
h_1bs=enthalpy(Water;P=p_1b;s=s_1bs)
T_1bs=temperature(Water;P=p_1b;s=s_1bs)
"Calculo del estado 1b con el rendimiento isoentrópico de la TVAP"
h_1b=h_1-ETA_s_TVAP*(h_1-h_1bs)
s_1b=entropy(Water;P=p_1b;h=h_1b)
T_1b=temperature(Water;P=p_1b;h=h_1b)
a_1b=(h_1b-h_0)-T_0*(s_1b-s_0)
"ESTADO 1c"
p_1c=p_1b
T_1c=T_18b
h_1c=enthalpy(Water;T=T_1c;P=p_1c)
s_1c=entropy(Water;T=T_1c;P=p_1c)
a_1c=(h_1c-h_0)-T_0*(s_1c-s_0)
"ESTADO Y"
"Calculo del estado isoentrópico Ys"
s_Ys=s_3
h_Ys=enthalpy(Water;P=p_Y;s=s_Ys)
T_Ys=temperature(Water;P=p_Y;s=s_Ys)
"Calculo del estado Y con el rendimiento isoentrópico de la TVBP"
h_Y=h_3-ETA_s_TVBP*(h_3-h_Ys)
s_Y=entropy(Water;P=p_Y;h=h_Y)
T_Y=temperature(Water;P=p_Y;h=h_Y)
a_Y=(h_Y-h_0)-T_0*(s_Y-s_0)
"ESTADO 4"
p_4=p_sat(Water;T=T_COND)
"Calculo del estado isoentrópico 4s"
s_4s=s_Y
h_4s=enthalpy(Water;P=p_4;s=s_4s)
T_4s=temperature(Water;P=p_4;s=s_4s)
"Calculo del estado 4 con el rendimiento isoentrópico de la TVBP"
h_4=h_Y-ETA_s_TVBP*(h_Y-h_4s)
s_4=entropy(Water;P=p_4;h=h_4)
T_4=temperature(Water;P=p_4;h=h_4)
a_4=(h_4-h_0)-T_0*(s_4-s_0)
"ESTADO 5"
T_5=T_COND
p_5=p_sat(Water;T=T_COND)
h_5=enthalpy(Water;T=T_5;x=0)
s_5=entropy(Water;T=T_5;x=0)
a_5=(h_5-h_0)-T_0*(s_5-s_0)
"ESTADO 6"
p_6=p_Y
"Calculo del estado isoentrópico 6s"

```

```
s_6s=s_5
h_6s=enthalpy(Water;P=p_6;s=s_6s)
T_6s=temperature(Water;P=p_6;s=s_6s)
"Calculo del estado 6 con el rendimiento isoentrópico de la BC"
h_6=h_5+((h_6s-h_5)/ETA_s_BC)
s_6=entropy(Water;P=p_6;h=h_6)
T_6=temperature(Water;P=p_6;h=h_6)
a_6=(h_6-h_0)-T_0*(s_6-s_0)
"ESTADO 7"
T_7=T_SAT(Water;P=p_7)
p_7=p_Y
h_7=enthalpy(Water;P=p_7;x=0)
s_7=entropy(Water;P=p_7;x=0)
a_7=(h_7-h_0)-T_0*(s_7-s_0)
"ESTADO 8"
p_8=p_3+DELTAP_ECOBP+DELTAP_EVBP+DELTAP_SCBP
"Calculo del estado isoentrópico 8s"
s_8s=s_7
h_8s=enthalpy(Water;P=p_8;s=s_8s)
T_8s=temperature(Water;P=p_8;s=s_8s)
"Calculo del estado 8 con el rendimiento isoentrópico de la BAA"
h_8=h_7+((h_8s-h_7)/ETA_s_BAA)
s_8=entropy(Water;P=p_8;h=h_8)
T_8=temperature(Water;P=p_8;h=h_8)
a_8=(h_8-h_0)-T_0*(s_8-s_0)
"ESTADO 9"
p_9=p_10
T_9=T_10-DELTAT_AP
h_9=enthalpy(Water;P=p_9;T=T_9)
s_9=entropy(Water;P=p_9;T=T_9)
a_9=(h_9-h_0)-T_0*(s_9-s_0)
"ESTADO 10"
p_10=p_3+DELTAP_SCBP+DELTAP_EVBP
T_10=T_SAT(Water;P=p_10)
h_10=enthalpy(Water;P=p_10;x=0)
s_10=entropy(Water;P=p_10;x=0)
a_10=(h_10-h_0)-T_0*(s_10-s_0)
"ESTADO 11"
p_11=p_3+DELTAP_SCBP
T_11=T_SAT(Water;P=p_11)
h_11=enthalpy(Water;P=p_11;x=1)
s_11=entropy(Water;P=p_11;x=1)
a_11=(h_11-h_0)-T_0*(s_11-s_0)
"ESTADO 11b"
```

```

T_11b=T_14
p_11b=p_11
h_11b=enthalpy(Water;T=T_11b;P=p_11b)
s_11b=entropy(Water;T=T_11b;P=p_11b)
a_11b=(h_11b-h_0)-T_0*(s_11b-s_0)
"ESTADO 12"
p_12=p_1b+DELTAP_ECOMP+DELTAP_EVMP+DELTAP_SCMP
"Calculo del estado isoentrópico 12s"
s_12s=s_9
h_12s=enthalpy(Water;P=p_12;s=s_12s)
T_12s=temperature(Water;P=p_12;s=s_12s)
"Calculo del estado 12 con el rendimiento isoentrópico de la BMP"
h_12=h_9+((h_12s-h_9)/ETA_s_BMP)
s_12=entropy(Water;P=p_12;h=h_12)
T_12=temperature(Water;P=p_12;h=h_12)
a_12=(h_12-h_0)-T_0*(s_12-s_0)
"ESTADO 13"
T_13=T_14-DELTAT_AP
p_13=p_14
h_13=enthalpy(Water;P=p_13;T=T_13)
s_13=entropy(Water;P=p_13;T=T_13)
a_13=(h_13-h_0)-T_0*(s_13-s_0)
"ESTADO 14"
p_14=p_1b+DELTAP_SCMP+DELTAP_EVMP
T_14=T_SAT(Water;P=p_14)
h_14=enthalpy(Water;P=p_14;x=0)
s_14=entropy(Water;P=p_14;x=0)
a_14=(h_14-h_0)-T_0*(s_14-s_0)
"ESTADO 15"
p_15=p_1b+DELTAP_SCMP
T_15=T_SAT(Water;P=p_15)
h_15=enthalpy(Water;P=p_15;x=1)
s_15=entropy(Water;P=p_15;x=1)
a_15=(h_15-h_0)-T_0*(s_15-s_0)
"ESTADO 16"
p_16=p_1+DELTAP_ECOAP+DELTAP_EVAP+DELTAP_SCAP
"Calculo del estado isoentrópico 16s"
s_16s=s_9
h_16s=enthalpy(Water;P=p_16;s=s_16s)
T_16s=temperature(Water;P=p_16;s=s_16s)
"Calculo del estado 16 con el rendimiento isoentrópico de la BAP"
h_16=h_9+((h_16s-h_9)/ETA_s_BAP)
s_16=entropy(Water;P=p_16;h=h_16)
T_16=temperature(Water;P=p_16;h=h_16)

```

```
a_16=(h_16-h_0)-T_0*(s_16-s_0)
"ESTADO 17b"
p_17b=p_1+DELTAP_EVAP+DELTAP_SCAP
T_17b=T_14
h_17b=enthalpy(Water;T=T_17b;P=p_17b)
s_17b=entropy(Water;T=T_17b;P=p_17b)
a_17b=(h_17b-h_0)-T_0*(s_17b-s_0)
"ESTADO 17"
T_17=T_18b-DELTAT_AP
p_17=p_1+DELTAP_EVAP+DELTAP_SCAP
h_17=enthalpy(Water;P=p_17;T=T_17)
s_17=entropy(Water;P=p_17;T=T_17)
a_17=(h_17-h_0)-T_0*(s_17-s_0)
"ESTADO 18b"
p_18b=p_17
T_18b=T_SAT(Water;P=p_18b)
h_18b=enthalpy(Water;P=p_18b;x=0)
s_18b=entropy(Water;P=p_18b;x=0)
a_18b=(h_18b-h_0)-T_0*(s_18b-s_0)
"ESTADO 18"
p_18=p_1+DELTAP_SCAP
T_18=T_SAT(Water;P=p_18)
h_18=enthalpy(Water;P=p_18;x=1)
s_18=entropy(Water;P=p_18;x=1)
a_18=(h_18-h_0)-T_0*(s_18-s_0)
```

VI.2.3 Cálculo de los Caudales Másicos

"Fijar el perfil de temperaturas de los gases de combustión"

```
T_E=T_18b+DELTAT_PP
T_F=T_14+DELTAT_PP
T_G=T_10+DELTAT_PP
```

```
Q_dot_intCR1=m_dot_gc*Cp_gc*(T_D-T_E)
Q_dot_intCR2=m_dot_gc*Cp_gc*(T_E-T_F)
Q_dot_intCR3=m_dot_gc*Cp_gc*(T_F-T_G)
```

"Balance de energía en la caldera de recuperación para determinar los caudales másicos"

```
Q_dot_intCR1=m_dot_AP*(h_1-h_18b)+(m_dot_AP+m_dot_MP)*(h_2-
h_1b)+m_dot_MP*(h_1b-h_1c)
Q_dot_intCR2=m_dot_MP*(h_1c-h_14)+m_dot_BP*(h_3-h_11b)+m_dot_AP*(h_17-h_17b)
```

$$Q_{\text{dot_intCR3}}=m_{\text{dot_BP}}*(h_{11b}-h_{10})+m_{\text{dot_MP}}*(h_{13}-h_{12})+m_{\text{dot_AP}}*(h_{17b}-h_{16})$$

$$m_{\text{dot_AA}}=m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_BP}}$$

$$m_{\text{dot_1}}=m_{\text{dot_AP}}$$

$$m_{\text{dot_2}}=m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_MP}}$$

$$m_{\text{dot_3}}=m_{\text{dot_AA}}$$

$$Y=(h_7-h_6)/(h_Y-h_6)$$

$$m_{\text{dot_Y}}=m_{\text{dot_AA}}*Y$$

"Balance de energía en la última etapa de la caldera de recuperación para determinar la temperatura de salida de los gases de combustión"

$$T_H=((m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}}*T_G)-(m_{\text{dot_AA}}*(h_9-h_8)))/(m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}})$$

$$Q_{\text{dot_intCR4}}=m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}}*(T_G-T_H)$$

"Calor intercambiado en la caldera de recuperación"

$$Q_{\text{dot_CRAA}}=Q_{\text{dot_intCR1}}+Q_{\text{dot_intCR2}}+Q_{\text{dot_intCR3}}+Q_{\text{dot_intCR4}}$$

$$Q_{\text{dot_CRgc}}=m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}}*(T_D-T_H)$$

VI.2.4 Análisis Energético y Exergético del Ciclo Combinado Gas – Vapor

"ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO"

"TURBINA DE VAPOR DE ALTA PRESIÓN"

$$W_{\text{dot_TVAP}}=m_{\text{dot_1}}*(h_1-h_{1b})$$

$$A_{\text{dot_D_TVAP}}=m_{\text{dot_1}}*(\Delta A_{\text{TVAP}})-W_{\text{dot_TVAP}}$$

$$\Delta A_{\text{TVAP}}=(h_1-h_{1b})-T_0*(s_1-s_{1b})$$

"TURBINA DE VAPOR DE MEDIA PRESIÓN"

$$W_{\text{dot_TVMP}}=m_{\text{dot_2}}*(h_2-h_3)$$

$$A_{\text{dot_D_TVMP}}=m_{\text{dot_2}}*(\Delta A_{\text{TVMP}})-W_{\text{dot_TVMP}}$$

$$\Delta A_{\text{TVMP}}=(h_2-h_3)-T_0*(s_2-s_3)$$

"TURBINA DE VAPOR DE BAJA PRESIÓN"

$$W_{\text{dot_TVBP}}=m_{\text{dot_3}}*(h_3-h_Y)+((m_{\text{dot_3}}-m_{\text{dot_Y}})*(h_Y-h_4))$$

$$A_{\text{dot_D_TVBP}}=m_{\text{dot_3}}*(\Delta A_{\text{TVBP1}})+((m_{\text{dot_3}}-m_{\text{dot_Y}})*(\Delta A_{\text{TVBP2}}))-$$

$$W_{\text{dot_TVBP}}$$

$$\Delta A_{\text{TVBP1}}=(h_3-h_Y)-T_0*(s_3-s_Y)$$

$$\Delta A_{\text{TVBP2}}=(h_Y-h_4)-T_0*(s_Y-s_4)$$

"TRABAJO Y DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA EN LA TURBINA DE VAPOR GENERAL"

$$W_{\text{dot_TV}}=W_{\text{dot_TVAP}}+W_{\text{dot_TVMP}}+W_{\text{dot_TVBP}}$$

$$A_dot_D_TV=A_dot_D_TVAP+A_dot_D_TVMP+A_dot_D_TVBP$$

"CONDENSADOR"

$$Q_dot_CND=(m_dot_3-m_dot_Y)*(h_4-h_5)$$

"Cálculo del Caudal Másico de Agua de Refrigeración"

$$T_r1=291,15$$

$$DELTA_Tr=3$$

$$T_r2=T_r1+DELTA_Tr$$

$$h_r1=enthalpy(Water;T=T_r1;x=0)$$

$$s_r1=entropy(Water;T=T_r1;x=0)$$

$$h_r2=enthalpy(Water;T=T_r2;x=0)$$

$$s_r2=entropy(Water;T=T_r2;x=0)$$

$$m_dot_r=Q_dot_CND/(h_r2-h_r1)$$

$$V_dot_r=m_dot_r/DENSITY(Water;T=((T_r1+T_r2)/2);x=0)$$

"Destrucción de Exergía en el Condensador"

$$DELTAa_r=(h_r1-h_r2)-T_0*(s_r1-s_r2)$$

$$DELTAa_CND=(h_4-h_5)-T_0*(s_4-s_5)$$

$$A_dot_D_CND=(m_dot_3-m_dot_Y)*(DELTAa_CND)+m_dot_r*(DELTAa_r)$$

"BOMBA CONDENSADO"

$$W_dot_BC=(m_dot_3-m_dot_Y)*(h_6-h_5)$$

$$A_dot_D_BC=(m_dot_3-m_dot_Y)*(DELTAa_BC)+W_dot_BC$$

$$DELTAa_BC=(h_5-h_6)-T_0*(s_5-s_6)$$

"DESGASIFICADOR"

$$A_dot_D_DSG=(m_dot_3-m_dot_Y)*a_6+m_dot_Y*a_Y-m_dot_AA*a_7$$

"BOMBA AGUA ALIMENTACIÓN"

$$W_dot_BAA=(m_dot_AA)*(h_8-h_7)$$

$$A_dot_D_BAA=(m_dot_AA)*(DELTAa_BAA)+W_dot_BAA$$

$$DELTAa_BAA=(h_7-h_8)-T_0*(s_7-s_8)$$

"BOMBA MEDIA PRESIÓN"

$$W_dot_BMP=(m_dot_MP)*(h_12-h_9)$$

$$A_dot_D_BMP=(m_dot_MP)*(DELTAa_BMP)+W_dot_BMP$$

$$DELTAa_BMP=(h_9-h_12)-T_0*(s_9-s_12)$$

"BOMBA ALTA PRESIÓN"

$$W_dot_BAP=(m_dot_AP)*(h_16-h_9)$$

$$A_dot_D_BAP=(m_dot_AP)*(DELTAa_BAP)+W_dot_BAP$$

$$DELTAa_BAP=(h_9-h_16)-T_0*(s_9-s_16)$$

"CALDERA DE RECUPERACIÓN 3,4: ECO general + EVBP + ECOMP + SCBP"

$$A_{\dot{D}_{CR3_4}} = m_{\dot{AA}}(a_{8-a_9}) + m_{\dot{BP}}(a_{10-a_{11b}}) + m_{\dot{MP}}(a_{12-a_{13}}) + m_{\dot{AP}}(a_{16-a_{17b}}) + m_{\dot{gc}}(\Delta A_{gc1})$$

$$\Delta A_{gc1} = C_{p_gc}(T_F - T_H) - T_0(C_{p_gc} \ln((T_F/T_H)) - ((R/M_{m_gc}) \ln((p_F/p_H))))$$

"CALDERA DE RECUPERACIÓN 2: EVMP + ECOAP + SCMP"

$$A_{\dot{D}_{CR2}} = m_{\dot{MP}}(a_{14-a_{1c}}) + m_{\dot{BP}}(a_{11b-a_3}) + m_{\dot{AP}}(a_{17b-a_{17}}) + m_{\dot{gc}}(\Delta A_{gc2})$$

$$\Delta A_{gc2} = C_{p_gc}(T_E - T_F) - T_0(C_{p_gc} \ln((T_E/T_F)) - ((R/M_{m_gc}) \ln((p_E/p_F))))$$

"CALDERA DE RECUPERACIÓN 1: EVAP + RCMP + SCAP"

$$A_{\dot{D}_{CR1}} = m_{\dot{AP}}(a_{18b-a_1}) + m_{\dot{2}}(a_{1b-a_2}) + m_{\dot{MP}}(a_{1c-a_{1b}}) + m_{\dot{gc}}(\Delta A_{gc3})$$

$$\Delta A_{gc3} = C_{p_gc}(T_D - T_E) - T_0(C_{p_gc} \ln((T_D/T_E)) - ((R/M_{m_gc}) \ln((p_D/p_E))))$$

"DESTRUCCIÓN EXERGÍA TOTAL EN LA CALDERA DE RECUPERACIÓN"

$$A_{\dot{D}_{CR}} = A_{\dot{D}_{CR3_4}} + A_{\dot{D}_{CR2}} + A_{\dot{D}_{CR1}}$$

"POTENCIA NETA"

"Potencia Neta Ciclo de Vapor"

$$W_{\dot{CV}} = W_{\dot{TVAP}} + W_{\dot{TVMP}} + W_{\dot{TVBP}} - W_{\dot{BC}} - W_{\dot{BAA}} - W_{\dot{BMP}} - W_{\dot{BAP}}$$

"Potencia Neta Ciclo Combinado"

$$W_{\dot{CC}} = W_{\dot{CV}} + W_{\dot{MTG}}$$

"RENDIMIENTOS TÉRMICOS"

"Rendimiento Térmico Ciclo de Vapor"

$$\eta_{T_CV} = W_{\dot{CV}} / Q_{\dot{CRgc}}$$

"Rendimiento Térmico Ciclo Combinado"

$$\eta_{T_CC} = W_{\dot{CC}} / (m_{\dot{comb}} \cdot PCI)$$

"EFICIENCIA EXERGÉTICA"

"Turbina Vapor Alta Presión"

$$\epsilon_{TVAP} = W_{\dot{TVAP}} / (m_{\dot{1}} (\Delta A_{TVAP}))$$

"Turbina Vapor Media Presión"

$$\epsilon_{TVMP} = W_{\dot{TVMP}} / (m_{\dot{2}} (\Delta A_{TVMP}))$$

"Turbina Vapor Baja Presión"

$$\epsilon_{TVBP} = W_{\dot{TVBP}} / (m_{\dot{3}} (\Delta A_{TVBP1}) + ((m_{\dot{3}} - m_{\dot{Y}}) (\Delta A_{TVBP2})))$$

"Condensador"

$$\epsilon_{CND} = (-m_{\dot{r}} (\Delta A_r)) / ((m_{\dot{3}} - m_{\dot{Y}}) (\Delta A_{CND}))$$

"Desgasificador"

```
epsilon_DSG=((m_dot_3-m_dot_Y)*(a_7-a_6))/(m_dot_Y*(a_Y-a_7))
"Bomba de Condensado"
epsilon_BC=(-(m_dot_3-m_dot_Y)*(DELTAa_BC))/W_dot_BC
"Bomba de Agua de Alimentación"
epsilon_BAA=(-(m_dot_AA)*(DELTAa_BAA))/W_dot_BAA
"Bomba de Media Presión"
epsilon_BMP=(-(m_dot_MP)*(DELTAa_BMP))/W_dot_BMP
"Bomba de Alta Presión"
epsilon_BAP=(-(m_dot_AP)*(DELTAa_BAP))/W_dot_BAP
"Caldera de Recuperación"
epsilon_CR=(m_dot_AA*(a_9-a_8)+m_dot_BP*(a_3-a_10)+m_dot_MP*(a_13-a_12+a_1b-
a_14)+m_dot_AP*(a_1-a_16+a_17-a_18b)+m_dot_2*(a_2-a_1b))/(m_dot_gc*DELTAa_gc)
DELTAa_gc=(Cp_gc*(T_D-T_H))-T_0*(Cp_gc*LN((T_D/T_H))-
((R/Mm_gc)*LN((p_D/p_H))))
"Ciclo de Vapor"
epsilon_CV=W_dot_CV/A_dot_Q_CR
A_dot_Q_CR=(1-(T_0/T_F_CR))*Q_dot_CRAA
T_F_CR=(T_D+T_H)/2
"Ciclo Combinado"
epsilon_CC=W_dot_CC/(A_dot_fcomb+A_dot_fa)
```

VI.2.5 Análisis del Ciclo ISCC

"INTEGRATED SOLAR COMBINED CYCLE"

"Caudal másico extra de vapor para generar un cierto porcentaje más de potencia mecánica"

"Porcentaje"

pc=0,1;

"Balance de energía en las turbinas para determinar el caudal másico extra"

```
((W_dot_TV*pc)+W_dot_TV)=((m_dot_AP+m_dot_VS)*(h_1-
h_1b))+((m_dot_AP+m_dot_MP+m_dot_VS)*(h_2-
h_3))+((m_dot_AP+m_dot_MP+m_dot_BP+m_dot_VS)*(h_3-h_Y))+((m_dot_AA-
m_dot_Y+m_dot_VS)*(h_Y-h_4))
```

"Balance de energía en la caldera de recuperación para reajustar los caudales másicos"

```
Q_dot_intCR1=(m_dot_APsolar+m_dot_VS)*(h_1-
h_18)+(m_dot_APsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS)*(h_2-h_1b)+m_dot_MPsolar*(h_1b-
h_1c)+m_dot_APsolar*(h_18-h_18b)
Q_dot_intCR2=m_dot_MPsolar*(h_1c-h_14)+m_dot_BPsolar*(h_3-
h_11b)+(m_dot_APsolar)*(h_17-h_17b)
```

$$Q_{\text{dot_intCR3}}=m_{\text{dot_BP}}(h_{11b}-h_{10})+m_{\text{dot_MP}}(h_{13}-h_{12})+(m_{\text{dot_AP}})(h_{17b}-h_{16})$$

$$m_{\text{dot_AA}}=m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_BP}}$$

$$m_{\text{dot_Y}}=(m_{\text{dot_AA}}+m_{\text{dot_VS}})*Y$$

"Comprobación de que se cumple el balance de energía en las etapas de la caldera de recuperación"

$$Q_{\text{dot_int_CR1AA}}=(m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_VS}})*(h_{18}-h_{18})+(m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_VS}})*(h_{2}-h_{1b})+m_{\text{dot_MP}}(h_{1b}-h_{1c})+m_{\text{dot_AP}}(h_{18}-h_{18b})$$

$$Q_{\text{dot_intCR2AA}}=m_{\text{dot_MP}}(h_{1c}-h_{14})+m_{\text{dot_BP}}(h_{3}-h_{11b})+(m_{\text{dot_AP}})(h_{17}-h_{17b})$$

$$Q_{\text{dot_intCR3AA}}=m_{\text{dot_BP}}(h_{11b}-h_{10})+m_{\text{dot_MP}}(h_{13}-h_{12})+(m_{\text{dot_AP}})(h_{17b}-h_{16})$$

"Cálculo de la temperatura de salida de la caldera de recuperación de los gases de combustión en modo solar"

$$T_{\text{Hsolar}}=((m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}}*T_{\text{G}})-((m_{\text{dot_AA}}+m_{\text{dot_VS}})*(h_{9}-h_{8})))/(m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}})$$

$$Q_{\text{dot_intCR4AA}}=m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}}*(T_{\text{G}}-T_{\text{Hsolar}})$$

"Calor intercambiado en la caldera de recuperación"

$$Q_{\text{dot_CRAA}}=Q_{\text{dot_int_CR1AA}}+Q_{\text{dot_intCR2AA}}+Q_{\text{dot_intCR3AA}}+Q_{\text{dot_intCR4AA}}$$

$$Q_{\text{dot_CRgcsolar}}=m_{\text{dot_gc}}*Cp_{\text{gc}}*(T_{\text{D}}-T_{\text{Hsolar}})$$

"ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL ISCC"

"TURBINA DE VAPOR DE ALTA PRESIÓN"

$$W_{\text{dot_TVAP}}=(m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_VS}})*(h_{1}-h_{1b})$$

$$A_{\text{dot_D_TVAP}}=(m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_VS}})*(DELTAa_{\text{TVAP}})-W_{\text{dot_TVAP}}$$

"TURBINA DE VAPOR DE MEDIA PRESIÓN"

$$W_{\text{dot_TVMP}}=(m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_VS}})*(h_{2}-h_{3})$$

$$A_{\text{dot_D_TVMP}}=(m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_VS}})*(DELTAa_{\text{TVMP}})-W_{\text{dot_TVMP}}$$

"TURBINA DE VAPOR DE BAJA PRESIÓN"

$$W_{\text{dot_TVBP}}=((m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_BP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_VS}})*(h_{3}-h_{Y}))+((m_{\text{dot_AP}}+m_{\text{dot_BP}}+m_{\text{dot_MP}}+m_{\text{dot_VS}}-m_{\text{dot_Y}})*(h_{Y}-h_{4}))$$

$A_dot_D_TVBPsolar=(m_dot_APsolar+m_dot_BPsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS)*(DELTAa_TVBP1)+((m_dot_APsolar+m_dot_BPsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS-m_dot_Ysolar)*(DELTAa_TVBP2))-W_dot_TVBPsolar$

"TRABAJO Y DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA EN LA TURBINA DE VAPOR GENERAL"

$W_dot_TVsolar=W_dot_TVAPsolar+W_dot_TVMPsolar+W_dot_TVBPsolar$

$A_dot_D_TVsolar=A_dot_D_TVAPsolar+A_dot_D_TVMPsolar+A_dot_D_TVBPsolar$

"CONDENSADOR"

$Q_dot_CNDsolar=(m_dot_APsolar+m_dot_BPsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS-m_dot_Ysolar)*(h_4-h_5)$

"Cálculo del Caudal Másico de Agua de Refrigeración"

$m_dot_rsolar=Q_dot_CNDsolar/(h_r2-h_r1)$

$V_dot_rsolar=m_dot_r/DENSITY(Water;T=((T_r1+T_r2)/2);x=0)$

"Destrucción de Exergía en el Condensador"

$A_dot_D_CNDsolar=(m_dot_APsolar+m_dot_BPsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS-m_dot_Ysolar)*(DELTAa_CND)+m_dot_rsolar*(DELTAa_r)$

"BOMBA CONDENSADO"

$W_dot_BCsolar=(m_dot_AAsolar+m_dot_VS-m_dot_Ysolar)*(h_6-h_5)$

$A_dot_D_BCsolar=(m_dot_AAsolar+m_dot_VS-m_dot_Ysolar)*(DELTAa_BC)+W_dot_BCsolar$

"DESGASIFICADOR"

$A_dot_D_DSGsolar=((m_dot_APsolar+m_dot_BPsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS-m_dot_Ysolar)*(a_6)+(m_dot_Ysolar*a_Y)-((m_dot_APsolar+m_dot_BPsolar+m_dot_MPsolar+m_dot_VS)*a_7)$

"BOMBA AGUA ALIMENTACIÓN"

$W_dot_BAAsolar=(m_dot_AAsolar+m_dot_VS)*(h_8-h_7)$

$A_dot_D_BAAsolar=(m_dot_AAsolar+m_dot_VS)*(DELTAa_BAA)+W_dot_BAAsolar$

"BOMBA MEDIA PRESIÓN"

$W_dot_BMPsolar=(m_dot_MPsolar)*(h_12-h_9)$

$A_dot_D_BMPsolar=(m_dot_MPsolar)*(DELTAa_BMP)+W_dot_BMPsolar$

"BOMBA ALTA PRESIÓN"

$W_dot_BAPsolar=(m_dot_APsolar+m_dot_VS)*(h_16-h_9)$

$A_dot_D_BAPsolar=(m_dot_APsolar+m_dot_VS)*(DELTAa_BAP)+W_dot_BAPsolar$

"CALDERA DE RECUPERACIÓN 3,4: ECO general + EVBP + ECOMP + SCBP"

$A_dot_D_CR3_4solar=(m_dot_AAsolar+m_dot_VS)*(a_8-a_9)+(m_dot_BPsolar)*(a_10-a_11b)+(m_dot_MPsolar)*(a_12-a_13)+(m_dot_APsolar)*(a_16-a_17b)+m_dot_gc*(DELTAa_gc1solar)$

$$\Delta A_{gc1solar} = C_{p_{gc}}(T_F - T_{Hsolar}) - T_0(C_{p_{gc}} \ln((T_F/T_{Hsolar})) - ((R/M_{m_{gc}}) \ln((p_F/p_H))))$$

"CALDERA DE RECUPERACIÓN 2: EVMP + ECOAP + SCMP"

$$A_{dot_D_CR2solar} = (m_{dot_MPsolar})(a_{14} - a_{1c}) + m_{dot_BPsolar}(a_{11b} - a_{3}) + m_{dot_APsolar}(a_{17b} - a_{17}) + m_{dot_gc}(A_{gc2})$$

"CALDERA DE RECUPERACIÓN 1: EVAP + RCMP + SCAP"

$$A_{dot_D_CR1solar} = m_{dot_APsolar}(a_{18b} - a_{18}) + (m_{dot_APsolar} + m_{dot_MPsolar} + m_{dot_VS})(a_{1b} - a_{2}) + m_{dot_MPsolar}(a_{1c} - a_{1b}) + (m_{dot_APsolar} + m_{dot_VS})(a_{18} - a_{1}) + m_{dot_gc}(A_{gc3})$$

"DESTRUCCIÓN EXERGÍA TOTAL EN LA CALDERA DE RECUPERACIÓN EN MODO SOLAR"

$$A_{dot_D_CRsolar} = A_{dot_D_CR3_4solar} + A_{dot_D_CR2solar} + A_{dot_D_CR1solar}$$

"RENDIMIENTOS EXERGÉTICOS EN MODO SOLAR"

"Turbina Vapor Alta Presión"

$$\epsilon_{TVAPsolar} = W_{dot_TVAPsolar} / ((m_{dot_APsolar} + m_{dot_VS})(A_{TVAP}))$$

"Turbina Vapor Media Presión"

$$\epsilon_{TVMPsolar} = W_{dot_TVMPsolar} / ((m_{dot_APsolar} + m_{dot_MPsolar} + m_{dot_VS})(A_{TVMP}))$$

"Turbina Vapor Baja Presión"

$$\epsilon_{TVBPsolar} = W_{dot_TVBPsolar} / ((m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS})(A_{TVBP1}) + ((m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS} - m_{dot_Ysolar})(A_{TVBP2})))$$

"Condensador"

$$\epsilon_{CNDsolar} = (-m_{dot_rsolar}(A_r)) / ((m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS} - m_{dot_Ysolar})(A_{CND}))$$

"Desgasificador"

$$\epsilon_{DSGsolar} = ((m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS} - m_{dot_Ysolar})(a_7 - a_6)) / (m_{dot_Ysolar}(a_Y - a_7))$$

"Bomba de Condensado"

$$\epsilon_{BCsolar} = (-m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS} - m_{dot_Ysolar})(A_{BC}) / W_{dot_BCsolar}$$

"Bomba de Agua de Alimentación"

$$\epsilon_{BAAsolar} = (-m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS})(A_{BAA}) / W_{dot_BAAsolar}$$

"Bomba de Media Presión"

$$\epsilon_{BMPsolar} = (-m_{dot_MPsolar})(A_{BMP}) / W_{dot_BMPsolar}$$

"Bomba de Alta Presión"

$$\epsilon_{BAPsolar} = (-m_{dot_APsolar} + m_{dot_VS})(A_{BAP}) / W_{dot_BAPsolar}$$

"Caldera de Recuperación"

$$\epsilon_{CRsolar} = ((m_{dot_AAsolar} + m_{dot_VS})(a_9 - a_8) + m_{dot_BPsolar}(a_3 - a_{10}) + m_{dot_MPsolar}(a_{13} - a_{12} + a_{1b} - a_{14}) + m_{dot_APsolar}(a_1 - a_{16} + a_{17} - a_{17})) / W_{dot_CRsolar}$$

```
a_18b)+(m_dot_APsolar+m_dot_MP solar+m_dot_VS)*(a_2-a_1b)+m_dot_VS*(a_1-  
a_18))/(m_dot_gc*DELTAa_gcsolar)  
DELTAa_gcsolar=(Cp_gc*(T_D-T_Hsolar))-T_0*(Cp_gc*LN((T_D/T_Hsolar))-  
((R/Mm_gc)*LN((p_D/p_H))))
```

"POTENCIA NETA DEL ISCC"

"Potencia Neta Ciclo de Vapor con ISCC"

```
W_dot_CV_ISCC=W_dot_TVAPsolar+W_dot_TVMPsolar+W_dot_TVBP solar-  
W_dot_BC solar-W_dot_BAAsolar-W_dot_BMPsolar-W_dot_BAPsolar
```

"Potencia Neta Ciclo Combinado con ISCC"

```
W_dot_CC_ISCC=W_dot_CV_ISCC+W_dot_MTG
```

"Potencia Neta ganada solarmente"

```
W_dot_solar=W_dot_CC_ISCC-W_dot_CC
```

VI.2.6 Dimensionado del Campo Solar

"DIMENSIONADO DEL CAMPO SOLAR"

"Calor necesario para evaporar el Caudal Másico Extra"

```
Q_dot_solar=m_dot_VS*(h_18-h_16)
```

"Datos y Parámetros"

```
theta=4,55
```

```
theta_z=5,05
```

```
Gb_N=727
```

```
w=5
```

```
d_rows=3*w
```

```
L_collector=47,1
```

```
f=1,84
```

```
F_e=0,97
```

```
q_dot_pipelosses=10
```

```
A=0,733
```

```
B=-7,276E-5
```

```
C=1
```

```
D=-3,512E-4
```

```
E=-3,137E-5
```

```
G=4,96E-3
```

```
H=6,91E-4
```

```
ETA_0_opt=A+B*DELTA T_solar
```

```
ETA_av=0,95
```

```
K=C*cos(theta)+D*theta+E*(theta^2)
```

```
shadows=(d_rows/w)*(cos(theta_z)/cos(theta))
```

```
ETA_shadow=1
```

```
ETA_endlosses=1-((f*tan(theta))/L_collector)
```

$$\text{DELTA}_{\text{solar}} = ((T_{\text{in}} + T_{\text{out}}) / 2) - T_{\text{amb}}$$

$$T_{\text{amb}} = 298,15$$

$$T_{\text{in}} = (293 + 273,15)$$

$$T_{\text{out}} = (393 + 273,15)$$

"Energía Térmica Producida por el Campo Solar"

$$Q_{\text{dot_SF_out}} = (Q_{\text{dot_solar}} * 1000)$$

"Energía Térmica Absorbida por el Campo Solar"

$$Q_{\text{dot_SF_in}} = A_{\text{SF}} * G_{\text{b_N}} * \text{ETA}_{\text{shadow}} * \text{ETA}_{0_opt} * K * F_e * \text{ETA}_{\text{endlosses}} * \text{ETA}_{\text{av}}$$

"Energía Térmica Perdida por el Campo Solar"

$$Q_{\text{dot_SF_loss}} = ((G * \text{DELTA}_{\text{solar}}) + (H * (\text{DELTA}_{\text{solar}}^2))) + q_{\text{dot_pipelosses}} * A_{\text{SF}}$$

"Balance de Energía en el Campo Solar"

$$Q_{\text{dot_SF_out}} = Q_{\text{dot_SF_in}} - Q_{\text{dot_SF_loss}}$$

"Número de CCP necesarios"

$$N_{\text{CCP}} = A_{\text{SF}} / (w * L_{\text{collector}})$$

VI.3 Listado de Resultados

A=0,733	A_dot_D_BAAsolar=62,2	A_dot_D_DSGsolar=197
a_1=1663	7	5
a_10=167,7	A_dot_D_BAP=440,5	A_dot_D_SFIn=25824
a_11=881,5	A_dot_D_BAPsolar=455,	A_dot_D_TV=17233
a_11b=955,3	6	A_dot_D_TVAP=3234
a_12=163,6	A_dot_D_BC=1,954	A_dot_D_TVAPsolar=33
a_13=286,4	A_dot_D_BCsolar=2,052	45
a_14=297,6	A_dot_D_BMP=16,45	A_dot_D_TVBP=13028
a_15=1057	A_dot_D_BMPsolar=18,4	A_dot_D_TVBP solar=13
a_16=180,6	4	679
a_17=584,4	A_dot_D_CND=10184	A_dot_D_TVMP=971
a_17b=306,5	A_dot_D_CNDsolar=106	A_dot_D_TVMPsolar=10
a_18=1049	94	18
a_18b=613,2	A_dot_D_CR=47689	A_dot_D_TV solar=18042
a_1b=1214	A_dot_D_CR1=16164	A_dot_fa=336362
a_1c=1198	A_dot_D_CR1solar=1573	A_dot_fcomb=980468
a_2=1538	2	A_dot_Q_CR=289516
a_3=916	A_dot_D_CR2=8811	A_SF=57683
a_4=111,6	A_dot_D_CR2solar=9163	a_Y=461,6
a_5=1,482	A_dot_D_CR3_4=22714	B=-0,00007276
a_6=1,528	A_dot_D_CR3_4solar=22	C=1
a_7=27,7	825	Cp_gc=1,288
a_8=29,28	A_dot_D_CRsolar=47720	D=-0,0003512
a_9=159,4	A_dot_D_DSG=1881	DELTAa_BAA=-1,586
A_dot_D_BAA=59,3		DELTAa_BAP=-21,26

DELTAa_BC=-0,04671	epsilon_DSGsolar=0,651	h_3=3064 [kJ/kg]
DELTAa_BMP=-4,277	2	h_4=2352
DELTAa_CND=110,2	epsilon_ISCC=0,4557	h_4s=2306 [kJ/kg]
DELTAa_gc=371,8	epsilon_TVAP=0,9359	h_5=125,7 [kJ/kg]
DELTAa_gc1=84,29	epsilon_TVAPsolar=0,93	h_6=125,7
DELTAa_gc1solar=85,45	59	h_6s=125,7 [kJ/kg]
DELTAa_gc2=70,97	epsilon_TVBP=0,8853	h_7=340,4 [kJ/kg]
DELTAa_gc3=216,6	epsilon_TVBP solar=0,88	h_8=342,4
DELTAa_gcsolar=373	53	h_8s=341,9 [kJ/kg]
DELTAa_r=-0,1933	epsilon_TVMP=0,9883	h_9=792,7 [kJ/kg]
DELTAa_TVAP=448,5	epsilon_TVMP solar=0,98	h_r1=75,47 [kJ/kg]
DELTAa_TVBP1=454,4	83	h_r2=88,02 [kJ/kg]
DELTAa_TVBP2=349,9	ETA_0_opt=0,7099	h_Y=2658
DELTAa_TVMP=621,9	ETA_av=0,95	h_Ys=2598 [kJ/kg]
DELTAh_HTF=244,2	ETA_endlosses=0,9969	K=0,9946
DELTAP_ECOAP=2	ETA_shadow=1	L_collector=47,1
DELTAP_ECOBP=2	ETA_s_BAA=0,75	Mm_gc=28,36
DELTAP_ECOMP=2	ETA_s_BAP=0,75	m_dot_1=112,4
DELTAP_EVAP=3	ETA_s_BC=0,75	m_dot_2=133,2
DELTAP_EVBP=3	ETA_s_BMP=0,75	m_dot_3=146,7
DELTAP_EVMP=3	ETA_s_TVAP=0,87	m_dot_AA=146,7
DELTAP_RC=1,5	ETA_s_TVBP=0,87	m_dot_AAsolar=140,8
DELTAP_SCAP=5	ETA_T_CC=0,6415	m_dot_AP=112,4
DELTAP_SCBP=5	ETA_T_CV=0,4367	m_dot_AP solar=103,1
DELTAP_SCMP=5	f=1,84	m_dot_BP=13,5
DELTAT_AP=5	funcion=2,581	m_dot_BP solar=14,45
DELTAT_PP=5	F_e=0,97	m_dot_comb=19,57
DELTAT_solar=318	G=0,00496	m_dot_gc=820
DELTA_Tr=3	Gb_N=727	m_dot_HTF=92,12
d_rows=15	H=0,000691	m_dot_MP=20,73
E=-0,00003137	h_0=63,01 [kJ/kg]	m_dot_MP solar=23,25
epsilon_BAA=0,7968	h_1=3564 [kJ/kg]	m_dot_r=23808
epsilon_BAAsolar=0,796	h_10=814,9 [kJ/kg]	m_dot_rsolar=24999
8	h_11=2778 [kJ/kg]	m_dot_VS=13,15
epsilon_BAP=0,8444	h_11b=2957 [kJ/kg]	m_dot_Y=12,43
epsilon_BAP solar=0,8444	h_12=797,7	m_dot_Y solar=13,05
epsilon_BC=0,7624	h_12s=796,5 [kJ/kg]	N_CCP=244,9
epsilon_BC solar=0,7624	h_13=1094 [kJ/kg]	pc=0,1
epsilon_BMP=0,8435	h_14=1119 [kJ/kg]	PCI=47914
epsilon_BMP solar=0,843	h_15=2800 [kJ/kg]	p_0=1,013
5	h_16=817,8	p_1=170
epsilon_CC=0,4567	h_16s=811,5 [kJ/kg]	p_10=13
epsilon_CND=0,3112	h_17=1670 [kJ/kg]	p_11=10
epsilon_CND solar=0,311	h_17b=1118 [kJ/kg]	p_11b=10
2	h_18=2529 [kJ/kg]	p_12=46,5
epsilon_CR=0,8436	h_18b=1723 [kJ/kg]	p_13=44,5
epsilon_CR solar=0,844	h_1b=3144	p_14=44,5
epsilon_CV=0,7819	h_1bs=3081 [kJ/kg]	p_15=41,5
epsilon_DSG=0,6512	h_1c=3115 [kJ/kg]	p_16=180
	h_2=3678 [kJ/kg]	p_17=178

p_17b=178
 p_18=175
 p_18b=178
 p_1b=36,5
 p_1c=36,5
 p_2=35
 p_3=5
 p_4=0,04246 [bar]
 p_5=0,04246 [bar]
 p_6=0,5
 p_7=0,5
 p_8=15
 p_9=13
 p_D=1,5
 p_E=1,4
 p_F=1,3
 p_H=1,013
 p_Y=0,5
 Q_dot_CND=298802
 Q_dot_CNDsolar=313744
 Q_dot_CRAA=518359
 Q_dot_CRAAsolar=5216
 61
 Q_dot_CRgc=518359
 Q_dot_CRgcsolar=52166
 1
 Q_dot_intCR1=278644
 Q_dot_intCR2=104883
 Q_dot_intCR2AAsolar=1
 04883
 Q_dot_intCR3=68804
 Q_dot_intCR3AAsolar=6
 8804
 Q_dot_intCR4=66027
 Q_dot_intCR4AAsolar=6
 9329
 Q_dot_int_CR1AAsolar=
 278644
 q_dot_pipelosses=10
 Q_dot_SF_in=2,720E+07
 Q_dot_SF_loss=4,699E+
 06
 Q_dot_SF_out=2,250E+0
 7
 Q_dot_solar=22500
 R=8,314
 shadows=2,998
 s_0=0,2242 [kJ/kg-K]
 s_1=6,603 [kJ/kg-K]
 s_10=2,251 [kJ/kg-K]
 s_11=6,586 [kJ/kg-K]
 s_11b=6,952 [kJ/kg-K]
 s_12=2,206 [kJ/kg-K]
 s_12s=2,203 [kJ/kg-K]
 s_13=2,808 [kJ/kg-K]
 s_14=2,855 [kJ/kg-K]
 s_15=6,053 [kJ/kg-K]
 s_16=2,217 [kJ/kg-K]
 s_16s=2,203 [kJ/kg-K]
 s_17=3,773 [kJ/kg-K]
 s_17b=2,822 [kJ/kg-K]
 s_18=5,142 [kJ/kg-K]
 s_18b=3,858 [kJ/kg-K]
 s_1b=6,703 [kJ/kg-K]
 s_1bs=6,603 [kJ/kg-K]
 s_1c=6,657 [kJ/kg-K]
 s_2=7,434 [kJ/kg-K]
 s_3=7,459 [kJ/kg-K]
 s_4=7,78 [kJ/kg-K]
 s_4s=7,629 [kJ/kg-K]
 s_5=0,4365 [kJ/kg-K]
 s_6=0,4366 [kJ/kg-K]
 s_6s=0,4365 [kJ/kg-K]
 s_7=1,091 [kJ/kg-K]
 s_8=1,092 [kJ/kg-K]
 s_8s=1,091 [kJ/kg-K]
 s_9=2,203 [kJ/kg-K]
 s_r1=0,2676 [kJ/kg-K]
 s_r2=0,3104 [kJ/kg-K]
 s_Y=7,629 [kJ/kg-K]
 s_Ys=7,459 [kJ/kg-K]
 theta=4,55
 theta_z=5,05
 T_0=288,2
 T_1=873,2
 T_10=464,8 [K]
 T_11=453 [K]
 T_11b=529,9 [K]
 T_12=460,6 [K]
 T_12s=460,3 [K]
 T_13=524,9
 T_14=529,9 [K]
 T_15=525,7 [K]
 T_16=463,7 [K]
 T_16s=462,2 [K]
 T_17=624,3
 T_17b=529,9 [K]
 T_18=627,9 [K]
 T_18b=629,3 [K]
 T_1b=641,3 [K]
 T_1bs=615,6 [K]
 T_1c=629,3 [K]
 T_2=873,2
 T_3=573,2
 T_4=303,2 [K]
 T_4s=303,2 [K]
 T_5=303,2
 T_6=303,2 [K]
 T_6s=303,2 [K]
 T_7=354,5 [K]
 T_8=354,7 [K]
 T_8s=354,5 [K]
 T_9=459,8
 T_amb=298,2
 T_COND=303,2
 T_D=898,2
 T_E=634,3
 T_F=534,9
 T_F_CR=652,7
 T_G=469,8
 T_H=407,2
 T_Hsolar=404,1
 T_HTF=666,2
 T_HTF_in=566,2
 T_HTF_out=666,2
 T_in=566,2
 T_out=666,2
 T_r1=291,2
 T_r2=294,2
 T_sun=5700
 T_Y=361,1 [K]
 T_Ys=354,5 [K]
 V_dot_r=23,85
 V_dot_rsolar=23,85
 w=5
 W_dot_BAA=291,9
 W_dot_BAAsolar=306,5
 W_dot_BAP=2831
 W_dot_BAPsolar=2928
 W_dot_BC=8,224
 W_dot_BCsolar=8,635
 W_dot_BMP=105,1
 W_dot_BMPsolar=117,9
 W_dot_CC=601367
 W_dot_CC_ISCC=61181
 4
 W_dot_CV=226367
 W_dot_CV_ISCC=23681
 4



Universidad
de La Laguna

**Escuela Técnica Superior de
Ingeniería Civil e Industrial**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

PLANOS

**Estudio de una Planta Híbrida de Ciclo Combinado
Gas – Solar (Ciclo ISCC)**

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Pablo Hernández de la Cruz

Tutor: Agustín M. Delgado Torres

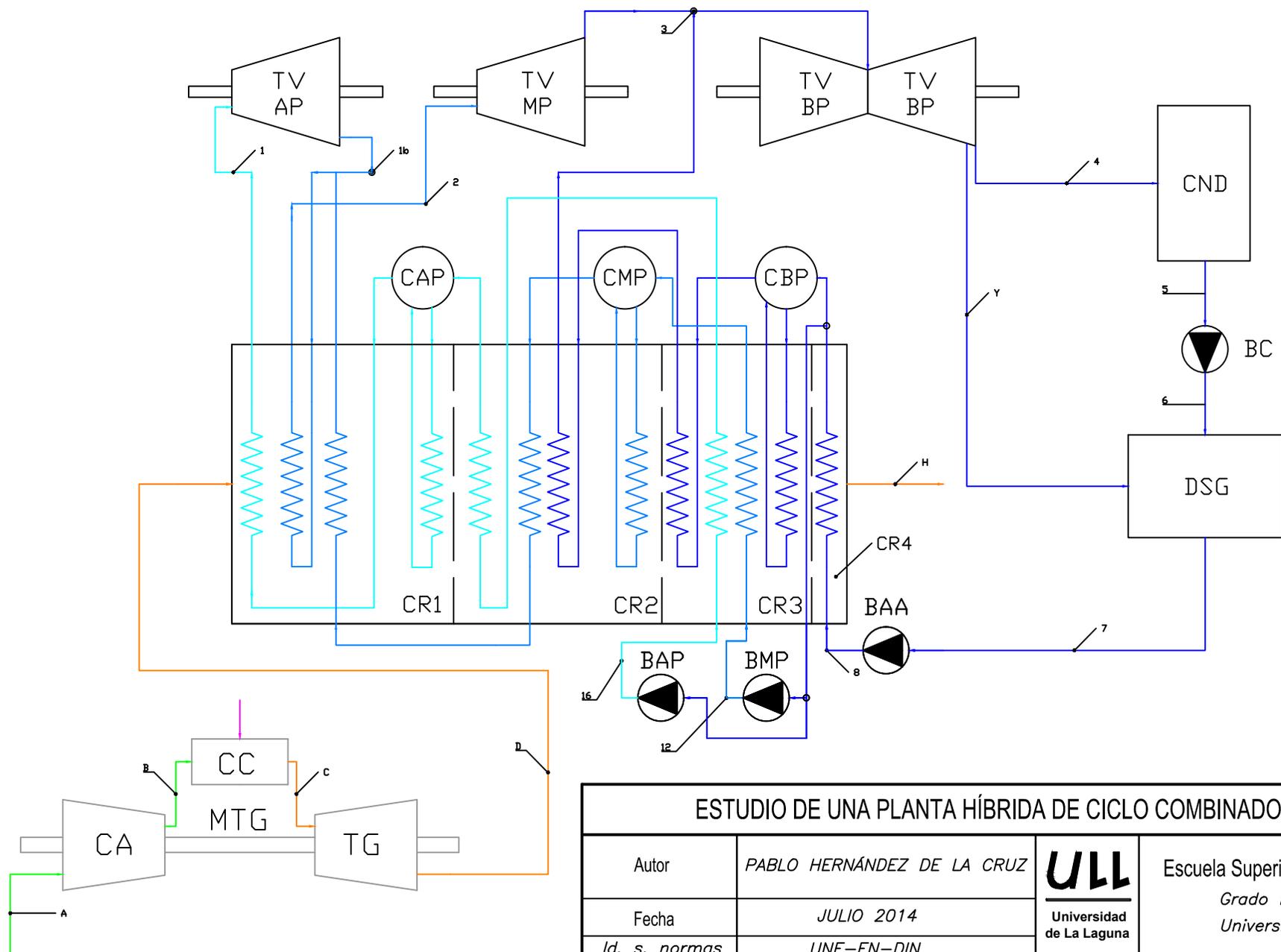
Julio de 2014

Índice de Planos

Plano 1: Diagrama de procesos del ciclo combinado gas – vapor

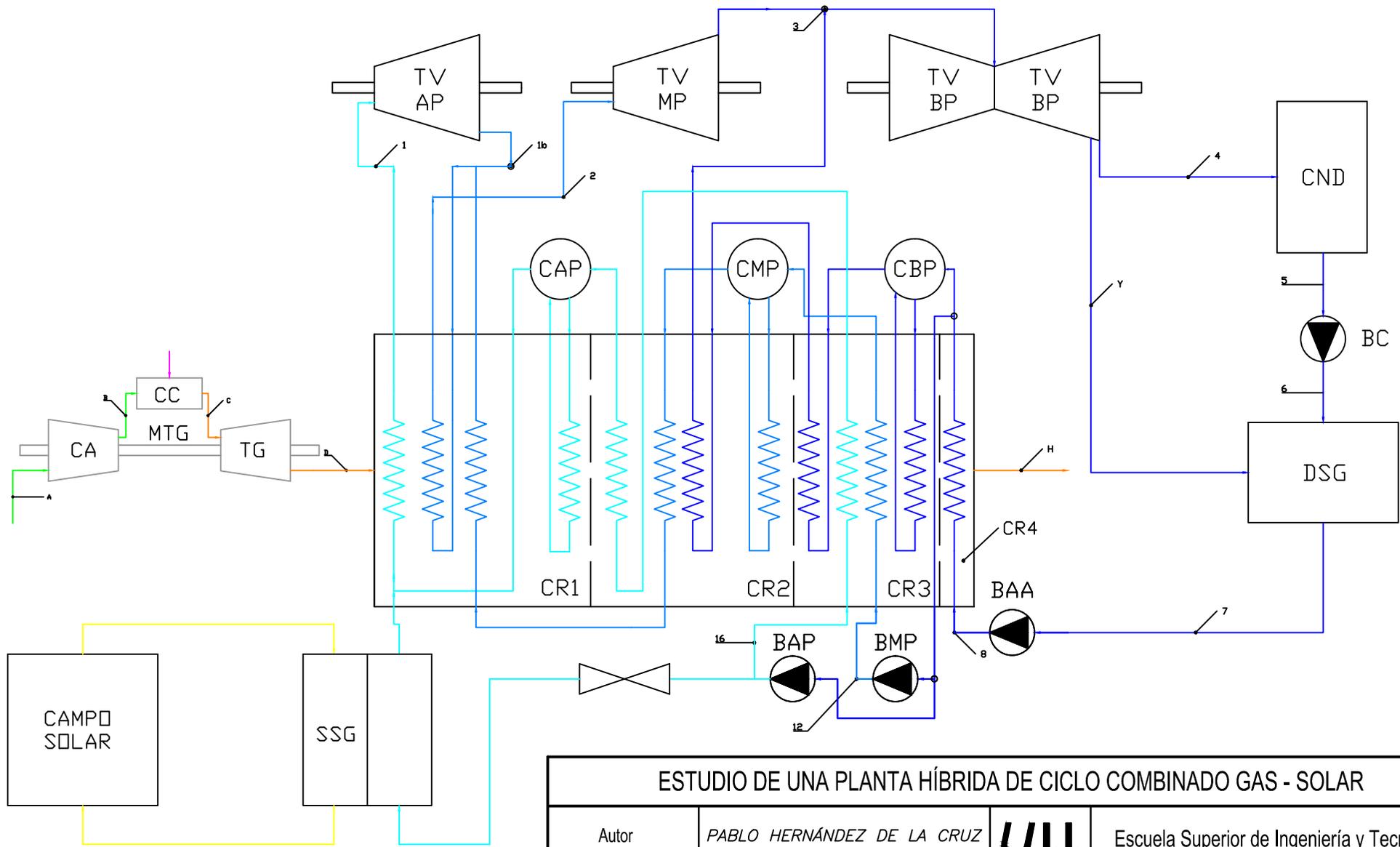
Plano 2: Diagrama de procesos del ciclo combinado gas – solar

Plano 3: Detalle de la caldera de recuperación



LEYENDA	
COLOR	CIRCUITO
Green	AIRE
Magenta	COMBUSTIBLE
Orange	GASES DE COMBUSTION
Blue	AGUA A BAJA PRESSION
Cyan	AGUA A MEDIA PRESSION
Light Blue	AGUA A ALTA PRESSION

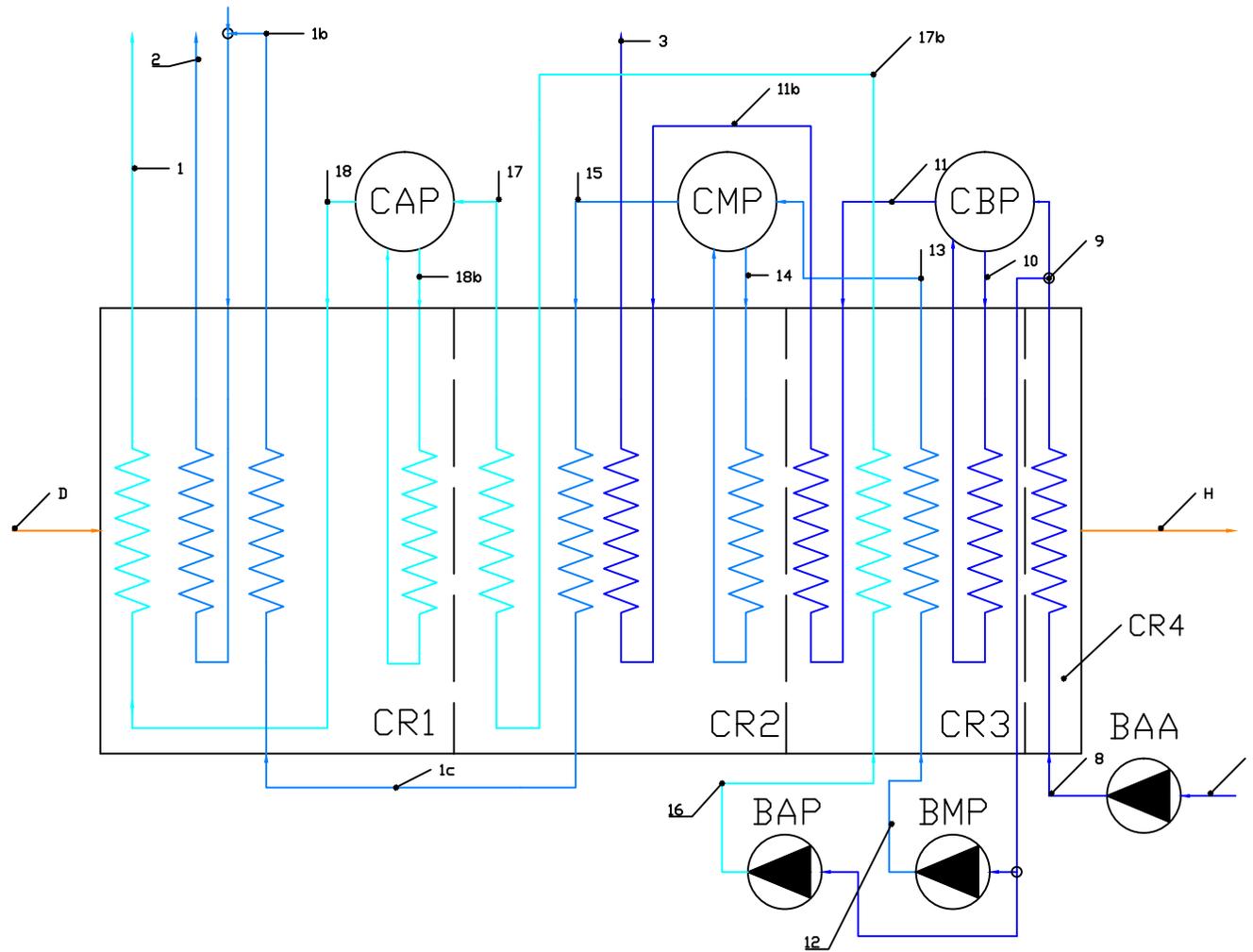
ESTUDIO DE UNA PLANTA HÍBRIDA DE CICLO COMBINADO GAS - SOLAR			
Autor	PABLO HERNÁNDEZ DE LA CRUZ	 Universidad de La Laguna	Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Fecha	JULIO 2014		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: S/E	DIAGRAMA DE PROCESOS CICLO COMBINADO GAS - VAPOR		Nº P. : PLANO 1



ESTUDIO DE UNA PLANTA HÍBRIDA DE CICLO COMBINADO GAS - SOLAR

Autor	PABLO HERNÁNDEZ DE LA CRUZ	 Universidad de La Laguna	Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Fecha	JULIO 2014		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	DIAGRAMA DE PROCESOS		Nº P. : PLANO 2
S/E	CICLO COMBINADO GAS - SOLAR		

LEYENDA	
COLOR	CIRCUITO
Green	AIRE
Magenta	COMBUSTIBLE
Orange	GASES DE COMBUSTION
Cyan	AGUA A BAJA PRESION
Blue	AGUA A MEDIA PRESION
Dark Blue	AGUA A ALTA PRESION
Yellow	ACEITE TERMICO



LEYENDA	
INDICADOR	CIRCUITO
	GASES DE COMBUSTIÓN
	AGUA A BAJA PRESIÓN
	AGUA A MEDIA PRESIÓN
	AGUA A ALTA PRESIÓN

ESTUDIO DE UNA PLANTA HÍBRIDA DE CICLO COMBINADO GAS - SOLAR			
Autor	PABLO HERNÁNDEZ DE LA CRUZ	 Universidad de La Laguna	Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Fecha	JULIO 2014		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: S/E	DETALLE DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN		Nº P. : PLANO 3 Nom.Arch: