

Grado Universitario de Ingeniería en Tecnologías Industriales
2017-2018

Trabajo Fin de Grado

Simulación termodinámica y análisis de
sensibilidad de centrales de ciclo
combinado de 1 y 2 niveles de presión

Fernando Relaño Galindo

Luis Miguel García Gutierrez

Edificio Sabatini del Campus de Leganés

5 de octubre de 2017



[Incluir en el caso del interés de su publicación en el archivo abierto]

Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

RESUMEN

En el presente proyecto, se ha llevado a cabo el estudio y análisis de las centrales térmicas basadas en los ciclos combinados gas-vapor con calderas de recuperación de calor de uno y dos niveles de presión.

Partiendo de una simulación inicial de cada ciclo, se ha realizado un análisis de sensibilidad de los parámetros característicos más efectivos y sensibles que influyen en la producción de potencia y rendimiento de estas centrales.

El proyecto se puede dividir en dos partes: una primera parte teórica, con objeto de asentar los conocimientos básicos con los que se caracterizan los ciclos combinados, y otra en la que se detalla el proceso que se ha seguido para la simulación de éstos, tanto el procedimiento de cálculo como las hipótesis que se han tenido en cuenta.

Tras una pequeña introducción de la evolución y desarrollo de los sistemas de generación de energía a lo largo de la historia, se han determinado las formas de energía más utilizadas, detallando que ventajas e inconvenientes presentan y por qué a día de hoy la energía basada en combustibles fósiles sigue siendo la más eficiente. Después, se han establecidos los principios y leyes termodinámicas básicas que han sido empleadas a lo largo del proyecto y, a partir de las cuales, se han fundamentado las hipótesis y procedimientos de cálculo de la simulación y optimización. Posteriormente, se han introducidos los conceptos y fundamentos elementales de la base que sostiene a los ciclos combinados: los ciclos termodinámicos Brayton, y Rankine. Y, por último, se ha tratado los ciclos combinados, juntos con los componentes y configuraciones que pueden presentar, así como las características y parámetros más importantes a considerar en el diseño y análisis de este tipo de centrales.

Tras la parte teórica, se han establecido las hipótesis con las que se ha trabajado en la simulación termodinámica de los ciclos con calderas de recuperación de calor de uno y dos niveles de presión, posteriormente detallando el método de resolución que se ha seguido y finalmente se ha analizado el impacto que tienen ciertos parámetros en el rendimiento y en la producción de potencia neta del ciclo.

AGRADECIMIENTOS

Quiero transmitir mi total agradecimiento a las personas que me han ayudado y han contribuido a la elaboración de este trabajo.

A mi tutor y profesor, Luis Miguel García Gutiérrez, profesor titular del departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, por todas las tutorías que ha tenido que soportar, por su capacidad de comprensión y dialogo frente a mi insistencia a veces ciega, y por su inmensurable ayuda a la hora de afrontar este proyecto.

A mi familia, mis padres, Fernando Relaño López y Marie Désirée Galindo Jiménez, mi abuela, Haydée Jimenez de Galindo y mi hermano, Christian Relaño Galindo, por todo el apoyo moral dado durante estos meses de esfuerzo y trabajo.

Por último, pero no menos importante, a la universidad, incluyendo al cuerpo docente y al resto de sus trabajadores, por permitirme haber disfrutado durante mis 4 años de grado en la universidad Carlos III de Madrid.

Índice de contenido

1.	Introducción.....	1
1.1	Motivación.....	1
1.2	Objetivos.....	1
1.3	Estado del arte	1
1.3.1	Marco regulador y entorno socio-económico.....	4
1.3.2	Impacto medioambiental	6
2.	Fundamentos termodinámicos	9
2.1	Conceptos introductorios.....	9
2.2	Modelos de GICP y LICP.....	14
2.2.1	Gas Ideal Caloríficamente Perfecto.....	14
2.2.2	Líquido ideal Caloríficamente Perfecto.....	15
2.3	Análisis termodinámico de sistemas abiertos.....	16
2.3.1	Balances de masa y energía.....	16
2.3.2	Hipótesis.....	17
2.3.3	Dispositivos estacionarios	18
2.4	Ciclos termodinámicos	19
2.4.1	Ciclo de Carnot.....	21
2.4.2	Ciclo Brayton.....	22
2.4.3	Ciclo Rankine	28
3.	Ciclos combinados.....	33
3.1	Efecto de optimizaciones de los ciclos de gas y vapor sobre el ciclo combinado	35
3.2	Rendimiento	36
3.3	Relación aire/combustible	39
3.4	Caldera de recuperación de calor.....	40
3.4.1	Componentes principales.....	41
3.4.2	Parámetros característicos	42

3.4.3 Calderas con o sin postcombustión	43
3.4.4 Clasificación según el número de niveles de presión	44
4. Simulación numérica	53
4.1 Presentación del proyecto	53
4.2 Herramientas de programación empleadas	53
4.3 Hipótesis de diseño	55
4.4 Declaración de las variables termodinámicas empleadas en el código	57
4.5 Diseño del ciclo combinado de un nivel de presión	59
4.5.1 Procedimiento y desarrollo del código	61
4.5.2 Código del ciclo Brayton	61
4.5.3 Código del ciclo Rankine y de la caldera de recuperación de calor	64
4.6 Diseño del ciclo combinado de 2 niveles de presión	72
4.6.1 Procedimiento y desarrollo del código	73
4.6.2 Código del ciclo Brayton	73
4.6.2 Código del ciclo Rankine y de la caldera de recuperación de calor	74
4.7 Análisis de sensibilidad	83
4.7.1 Parámetros característicos del ciclo combinado	83
4.7.2 Ciclo combinado de un nivel de presión	85
4.7.3 Ciclo combinado de dos niveles de presión	93
4.8 Resultados	101
5. Análisis económico	104
5.1 Comparativa de costes de la potencia de los ciclos	104
5.2 Presupuesto del proyecto	105
6. Conclusiones	106
7. Bibliografía	109

Índice de figuras

Figura 1. Evolución del consumo de energía primaria en España desde 1973 hasta 2001, expresado en kilo toneladas equivalentes de petróleo. Fuente: [3]	3
Figura 2. Demanda eléctrica peninsular del año 2017. Fuente: Red eléctrica de España [4]	5
Figura 3. Evolución de las emisiones de CO ₂ asociadas a la generación eléctrica peninsular desde 2013 a 2017. Fuente: Red eléctrica de España [2].....	8
Figura 4. Convenio de signos para la energía en forma de calor y trabajo. Elaboración del autor.....	12
Figura 5. Ilustración del enunciado de Clausius. Elaboración del autor.	13
Figura 6. Ciclo de Potencia. Elaboración del autor.	20
Figura 7. Ciclo de Refrigeración y Bombas de Calor. Elaboración del autor.	21
Figura 8. Ciclo Brayton en configuración de ciclo abierto. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	23
Figura 9. Ciclo Brayton en configuración cerrada. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	24
Figura 10. Diagrama T-s del ciclo Brayton ideal. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	24
Figura 11. Efectos de las irreversibilidades del ciclo Brayton en un diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].	25
Figura 12. Ciclo Brayton de una turbina de gas regenerativa junto con su representación en diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	26
Figura 13. Ciclo Brayton con recalentamiento junto con su representación en diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	27
Figura 14. Ciclo Brayton con refrigeración intermedia junto con su representación en diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	28
Figura 15. Ciclo Rankine. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	28
Figura 16. Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].	29
Figura 17. Representación de ciclo Rankine con recalentamiento en diagrama T-s. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].....	31
Figura 18. Representación de ciclo Rankine con ciclo regenerativo en diagrama T-s. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].....	32

Figura 19. Representación de ciclo Rankine para presiones de trabajo subcríticas y supercríticas en diagrama T-s. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6]....	33
Figura 20. Esquema general de un ciclo combinado básico. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].....	34
Figura 21. Diagrama T-s del ciclo combinado. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [10].....	35
Figura 22. Esquema térmico de los diferentes flujos de energía característicos de un ciclo combinado. Elaboración del autor.	37
Figura 23. Diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape del ciclo Brayton y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor de un nivel de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].....	42
Figura 24. Esquema de ciclo combinado con caldera de recuperación de calor de un nivel de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].	45
Figura 25. Esquema de ciclo combinado con caldera de recuperación de calor de dos niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].....	47
Figura 26. Diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape del ciclo Brayton y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor de dos niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].....	48
Figura 27. Esquema de ciclo combinado con caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].	50
Figura 28. Diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape del ciclo Brayton y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].....	51
Figura 29. Esquema básico del ciclo combinado de un nivel de presión objeto de estudio. Elaboración del autor.....	60
Figura 30. Diagrama de flujo representativo del cálculo de los vectores W , T_{7g} y PP del ciclo combinado de un nivel de presión. Elaboración del autor.....	69
Figura 31. Diagrama de flujo del código de programación del ciclo combinado de un nivel de presión. Elaboración del autor.	71
Figura 32. Esquema básico del ciclo combinado de dos niveles de presión objeto de estudio. Elaboración del autor.	72
Figura 33. Diagrama de flujo representativo del cálculo de las matrices W , α , T_{10g} , PP_{alta} y PP_{baja} del ciclo combinado de dos niveles de presión. Elaboración del autor.	80

Figura 34. Diagrama de flujo del código de programación del ciclo combinado de dos niveles de presión. Elaboración del autor.	82
Figura 35. Temperatura de los gases T_{7g} a la salida del HRSG respecto W	86
Figura 36. Pinch Point PP respecto W	86
Figura 37. Q_{HRSG} , $Q_{Rankine}$ y $Q_{pérdidas}$ respecto W	87
Figura 38. Potencia neta del ciclo Rankine respecto W	88
Figura 39. Rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto W	88
Figura 40. Potencia de la turbina respecto p_{1w} y T_{1w}	90
Figura 41. Rendimiento del HRSG respecto p_{1w} y T_{1w}	90
Figura 42. Temperatura de los gases a la salida del HRSG, T_{7g} , respecto p_{1w} y T_{1w}	91
Figura 43. Rendimiento del ciclo Rankine respecto p_{1w} y T_{1w}	91
Figura 44. Rendimiento del ciclo combinado respecto p_{1w} y T_{1w}	92
Figura 45. Título de vapor a la salida de la turbina respecto p_{1w} y T_{1w}	92
Figura 46. Temperatura de los gases a la salida del HRSG, T_{10g} , y Pinch Points de alta y baja respecto W	94
Figura 47. Q_{HRSG} , $Q_{Rankine}$ y $Q_{pérdidas}$ respecto W	94
Figura 48. Potencia neta del ciclo Rankine respecto W	95
Figura 49. Rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto W	95
Figura 50. Temperatura de los gases a la salida del HRSG, T_{10g} , y Pinch Points de alta y baja presión respecto α	96
Figura 51. Q_{HRSG} , $Q_{Rankine}$ y $Q_{pérdidas}$ respecto α	97
Figura 52. Potencia neta del ciclo Rankine respecto α	97
Figura 53. Rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto α	98
Figura 54. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto p_{1aw}	99
Figura 55. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto p_{1bw}	99
Figura 56. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto T_{1aw}	100
Figura 57. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto T_{1bw}	100

Índice de tablas

Tabla 1. Potencia eléctrica instalada en España a 31 de diciembre de 2017. Fuente: Red eléctrica de España [4].....	4
Tabla 2. Eficiencia, espacio para la instalación y costes de inversión de los ciclos combinados frente otras tecnologías de generación de energía eléctrica. Fuente: ‘Centrales Térmicas de Ciclo Combinado’ [6].....	6
Tabla 3. Plazo de ejecución y flexibilidad de operación de los ciclos combinados frente a otras tecnologías de generación de energía eléctrica. Fuente: ‘Centrales Térmicas de Ciclo Combinado’, [6]	6
Tabla 4. Nomenclatura empleada en el código de programación.....	59
Tabla 5. Subíndices empleados para los fluidos de trabajo.....	59
Tabla 6. Rango de valores posibles que pueden tomar las variables termodinámicas características del ciclo combinado de un nivel de presión.....	85
Tabla 7. Rango de valores posibles que pueden tomar las variables termodinámicas características del ciclo combinado de dos niveles de presión.....	85
Tabla 8. Resultados optimizados del ciclo combinado de un nivel de presión.	101
Tabla 9. Resultados optimizados del ciclo combinado de dos niveles de presión.	102

1. Introducción

1.1 Motivación

El presente proyecto trata de modelizar y optimizar las centrales térmicas basadas en ciclos combinados con uno y dos niveles de presión mediante el uso de Matlab.

Se ha llevado a cabo dos códigos que pretenden simular el funcionamiento termodinámicos de este tipo de ciclos. El objetivo final del proyecto consiste en analizar y comparar, bajo un punto de vista termodinámico y energético, ambas configuraciones de ciclo combinado mediante la valoración de los parámetros que, a juicio del autor, son más influyentes en los resultados de potencia y rendimiento.

Se ha escogido, como tema del proyecto, el estudio de los ciclos combinados como continuación de la asignatura "Ingeniería Térmica" impartida en el segundo curso del grado de Tecnologías Industriales: a partir de los conocimientos adquiridos acerca de los principios termodinámicos que regulan los ciclos de potencia más importantes (Brayton y Rankine), se ha decidido estudiar la implantación de ambos ciclos en el denominado ciclo combinado, y por qué este tipo de ciclo presenta mejores prestaciones energéticas y medioambientales que los otros por separado.

1.2 Objetivos

La elaboración de este proyecto pretende tratar los siguientes objetivos:

- Conocer y analizar el funcionamiento termodinámico de los ciclos combinados.
- Realizar un código de programación capaz de simular el funcionamiento de los ciclos de uno y dos niveles de presión.
- Llevar a cabo un análisis de los parámetros más característicos del ciclo, observando cómo influyen en la potencia y rendimiento.
- Realizar un estudio comparativo de los resultados de ambos ciclos.

1.3 Estado del arte

El progreso y crecimiento de la vida humana se ha visto influenciado a lo largo de la historia por el desarrollo y la incansable e inagotable necesidad de entender e investigar, por parte de los seres humanos, acerca de las diferentes formas de energía.

En el Paleolítico, el hombre primigenio hacia uso del fuego y combustibles vegetales para completar sus necesidades básicas para para mantenerse vivo y sobrevivir. Durante la

Primera Revolución Industrial en el siglo XVIII, las fuentes de energía principales eran el carbón, la madera y los aceites vegetales, donde se establecería la denominada máquina de vapor, cuyo desarrollo permitió el funcionamiento industrial de diversas máquinas como locomotoras o motores marinos. Durante la Segunda Revolución Industrial, el crecimiento de la industria química afianzó al petróleo como fuente primaria de energía, que evolucionaba conforme lo hacían diversos mercados que comenzaban a emerger (transportes, calefacción etc.). La electricidad se consolidaba como fuente energética que sustituía a la ya mencionada máquina de vapor. La Segunda Guerra Mundial provocó el crecimiento y difusión de las empresas americanas por todo el mundo como consecuencia de las desmedidas demandas de combustibles, al mismo tiempo potencias de Oriente Medio se posicionaban como las mayores reservas de hidrocarburos del mundo.

Desde finales del siglo XX, la progresiva liberación de los mercados eléctricos de todo el mundo junto a la acentuada preocupación existente por el cambio ambiental ha suscitado a cuestionarse los principios que rigen y fundamentan los procesos de generación de energía eléctrica tradicionales de los países occidentales. Con el objetivo de ver mejorada su competitividad y eficiencia en el sector eléctrico, las empresas buscan modelos eléctricos que les proporcionen máximo beneficio a coste mínimo. [1]

A continuación, se detallan las principales fuentes de energía primaria junto con sus características más importantes:

-Energías renovables.

A pesar de las ventajas que presentan (son inagotables y son mucho más respetuosas con el medio ambiente ya que, principalmente, no generan gases de efecto invernadero) no se prevé que en un periodo corto de tiempo alcancen un nivel de desarrollo suficiente como para rentabilizar los costes de generación e instalación.

El desarrollo de la energía hidráulica se ve ostensiblemente limitado por los escasos emplazamientos o la protesta social a la construcción de embalses, denunciando la modificación del entorno natural y la intervención humanas que daña ecosistemas terrestres y acuáticos e incide sobre la fauna y la flora.

Cabe la posibilidad de que las emisiones térmicas derivadas de la energía térmica y fotovoltaica puedan afectar al clima local, a ecosistemas fluviales donde se vierte el agua caliente e incluso a los terrenos donde se asientan los paneles. [2]

-Energía nuclear.

Su generación y producción eléctrica continua reduce la volatilidad de los precios, a diferencia de otros combustibles como el petróleo. Sin embargo, la problemática con respecto a la eliminación, transformación y almacenamiento de los residuos nucleares no favorece su implantación, además de presentar una imagen muy dañada en comparación con el resto de energías (Chernóbil).

-Fuentes de combustibles fósiles.

Las fuentes de combustibles fósiles principales son el petróleo, el carbón y el gas natural. A pesar del impacto medioambiental que ocasionan, la realidad es que, a día de hoy, abarcan el mayor porcentaje de consumo energético.

Los combustibles fósiles son la fuente de energía primaria más consumida a nivel nacional y mundial. Según datos del Ministerio de Economía de España, el consumo de combustibles fósiles ha abarcado el mayor porcentaje del consumo total de energía primaria.

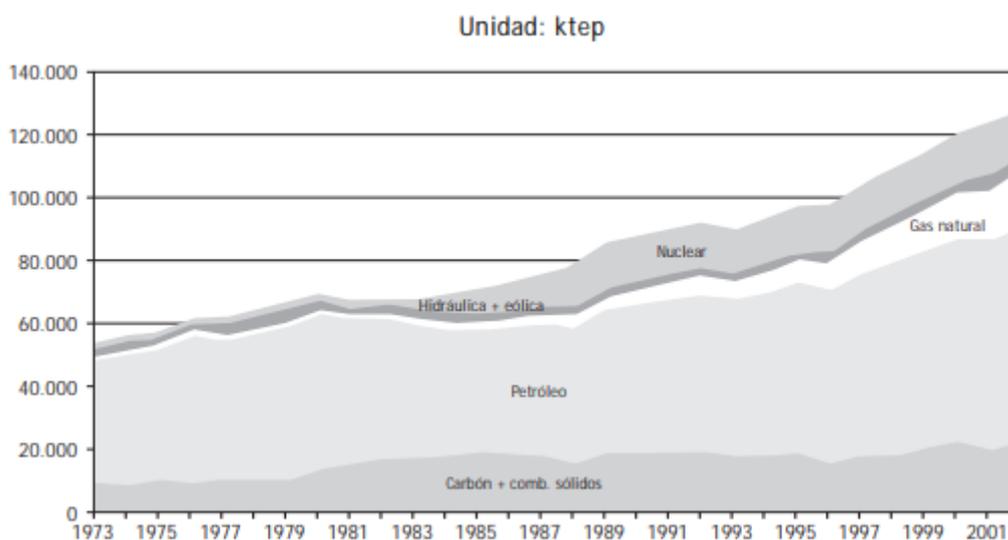


Figura 1. Evolución del consumo de energía primaria en España desde 1973 hasta 2001, expresado en kilo toneladas equivalentes de petróleo. Fuente: [3]

Se puede comprobar cómo el crecimiento en el consumo de las principales fuentes de energía primarias en España en las tres últimas décadas del siglo XX presenta importantes desequilibrios entre ellas, acentuándose un mayor consumo de los combustibles fósiles en comparación con el resto de fuentes energéticas.

La tendencia a la consolidación de un sistema que busque el desarrollo sostenible como modelo a imitar ha motivado a desarrollar alternativas y modelos de generación de energía eléctrica mediante combustibles fósiles caracterizados por una alta eficiencia energética

y reducidos niveles de emisión de CO₂ y gases contaminantes, lo que hace que las centrales basadas en ciclos combinados se presenten como mejor alternativa.

POTENCIA ELÉCTRICA INSTALADA A 31 DE DICIEMBRE DE 2017						
	Sistema peninsular		Sistemas no peninsulares		Total nacional	
	MW	% 17/16	MW	% 17/16	MW	% 17/16
Hidráulica	20.331	-0,1	1	0,0	20.332	-0,1
Nuclear	7.117	-6,0	-	-	7.117	-6,0
Carbón	9.536	0,0	468	0,0	10.004	0,0
Fuel / gas	0	-	2.490	0,0	2.490	0,0
Ciclo combinado	24.948	0,0	1.722	0,0	26.670	0,0
Hidroeléctrica	-	-	11	0,0	11	0,0
Eólica	22.863	-0,2	142	-9,2	23.005	-0,3
Solar fotovoltaica	4.431	0,1	244	0,0	4.675	0,1
Solar térmica	2.299	0,0	-	-	2.299	0,0
Otras renovables (1)	743	0,0	5	0,0	748	0,0
Cogeneración	6.373	-0,7	44	0,0	6.417	-0,7
Residuos	670	-1,1	77	0,0	747	-1,0
Total	99.311	-0,6	5.206	-0,3	104.517	-0,6

(1) Incluye biogás, biomasa, hidráulica marina y geotérmica. // Fuente Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia

Tabla 1. Potencia eléctrica instalada en España a 31 de diciembre de 2017. Fuente: Red eléctrica de España [4]

En la Tabla 2, se observa la consolidación de las centrales basadas en ciclos combinados como tecnología principal de generación de energía en España, superando el 25% del total de potencia instalada.

1.3.1 Marco regulador y entorno socio-económico

La construcción de centrales basadas en ciclos combinados en España comenzó a principios del siglo XXI. Gas Natural, en el año 2002, llevaba cabo la instalación de las primeras centrales de ciclo combinado: una unidad en San Roque (Cádiz) y otra en Sant Adrià de Besòs (Barcelona), ambas capaces de suministrar 400MW de potencia.

Actualmente, diversas medidas como el plan de Fomento de Energías Renovables 2011-2020, propuesto por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), en colaboración con el Ministerio de Industria, han contribuido a la proliferación de las energías renovables en el sector energético español. [5]

Sin embargo, debido a la alta volatilidad que presentan ciertas tecnologías renovables en cuanto a producción de energía, las centrales de ciclo combinado funcionan en la actualidad como ‘respaldo’ de las energías renovables.

Esto quiere decir que estas centrales juegan un papel fundamental a la hora de suministrar energía a la red eléctrica: actualmente no operan a plena carga de forma constante, pero

son imprescindibles en los picos de demanda de energía en los que, por diversos factores, las renovables no son capaces de atender. La ventaja competitiva de las centrales de ciclo combinado frente al resto de energías renovables radica en la flexibilidad que presentan.



Figura 2. Demanda eléctrica peninsular del año 2017. Fuente: Red eléctrica de España [4]

En la Figura 2 se observa cómo, a pesar de ocupar más del 25% de la potencia total instalada, la demanda de energía eléctrica por parte de los ciclos combinados es del 14%, como consecuencia del funcionamiento a carga parcial propio de este tipo de centrales.

En comparación con otras fuentes de generación de potencia, el menor espacio requerido para la construcción de una central de ciclo combinado gas-vapor hace posible su instalación en zonas próximas a los principales centros de consumo, lo que favorece a disminuir las pérdidas de energía en relación con el transporte, además de facilitar la regulación de tensión al encontrarse los centros de transformación y alternadores cerca de los centros de generación.

Además de su elevado rendimiento, los costes de inversión en comparación con otras centrales son menores: según datos recogidos en 'Centrales Térmicas de Ciclo Combinado' [6], una central de ciclo combinado que produce 400MW de potencia, tiene un coste de unos 240 millones de euros, una central de carbón, generando la misma potencia, de unos 400 millones de euros y una central nuclear, para la misma potencia, de unos 600 millones de euros.

Eficiencia bruta (%)	
Ciclo combinado	49-60
Central de carbón	37-47
Central nuclear	34
Costes de inversión (€/kW)	
Ciclo combinado	500-600
Central de carbón	900-1000
Central nuclear	>1500
Espacio ocupado (m ²)	
Ciclo combinado	40000 (1)
Central de carbón	100000 (2)
Central nuclear	70000 (3)

Tabla 2. Eficiencia, espacio para la instalación y costes de inversión de los ciclos combinados frente otras tecnologías de generación de energía eléctrica. Fuente: 'Centrales Térmicas de Ciclo Combinado' [6]

- (1) Central de ciclo combinado de 400MW
- (2) Central de carbón de 700MW
- (3) Central nuclear de 1000MW

Los plazos de ejecución para construir este tipo de centrales son menores y, tal y como ya se ha comentado, se caracterizan por una flexibilidad de operación muy elevada.

Plazo de ejecución			
Ciclo combinado	24-29 meses		
Central de carbón	40 meses		
Central nuclear	60 meses		
Flexibilidad de operación			
	Variación de carga	Arranque en caliente a plena carga	Arranque en frío a plena carga
Ciclo combinado	10 %/minuto	40 minutos	2 horas
Central de carbón	4 %/minuto	3 horas	7 horas
Central nuclear	1 %/minuto	4 horas	2 días

Tabla 3. Plazo de ejecución y flexibilidad de operación de los ciclos combinados frente a otras tecnologías de generación de energía eléctrica. Fuente: 'Centrales Térmicas de Ciclo Combinado', [6]

1.3.2 Impacto medioambiental

La inquietud social acerca del progresivo cambio climático se ha visto plasmada a lo largo de estos últimos años en diversos proyectos. A continuación, se detallan los más destacados:

-La conferencia de las Naciones Unidas sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo (también conocida como la cumbre de la Tierra) en Río de Janeiro (1992).

En ella se establecieron los principios básicos sobre el desarrollo sostenible: protección de la biodiversidad, reducción y eliminación de sustancias tóxicas emitidas etc. [7]

-El Protocolo de Kyoto, en 1997.

Se asentaron las bases de un calendario de actuación en el que los países industrializados firmantes se comprometían a reducir las emisiones de los seis gases que más favorecían el efecto invernadero (CO₂, CH₄, N₂O y los gases industriales fluorados HFC, PFC Y SF₆) en un 5.2% con respecto a 1990 entre los años 2008 y 2012. [7]

-El acuerdo de Copenhague, 2009.

Consistía en limitar y frenar el incremento de la temperatura media global en 2°C (aunque no se presentó ningún plan práctico para llevarse a cabo). [8]

A su vez, la Unión Europea ha dado prioridad a la protección medioambiental y al ahorro energético durante estos últimos años mediante la implementación de leyes y objetivos que fomentan las energías renovables y que restringen la continua emisión de gases de efecto invernadero. Cabe destacar el ‘paquete de medidas sobre clima y energía hasta 2020’ [9], con el que los países miembros de la UE se comprometen, con respecto a los niveles de 1990, a:

-Reducir en un 20% las emisiones de gases de efecto invernadero

-Ahorrar un 20% del consumo energético mediante el aumento de la eficiencia energética.

-Fomentar las energías renovables en un 20%.

El empleo de gas natural como combustible para operar en las centrales de generación de potencia eléctrica de ciclo combinado garantiza una menor emisión de gases de efecto invernadero, como el CO₂, en comparación con el resto de combustibles fósiles.

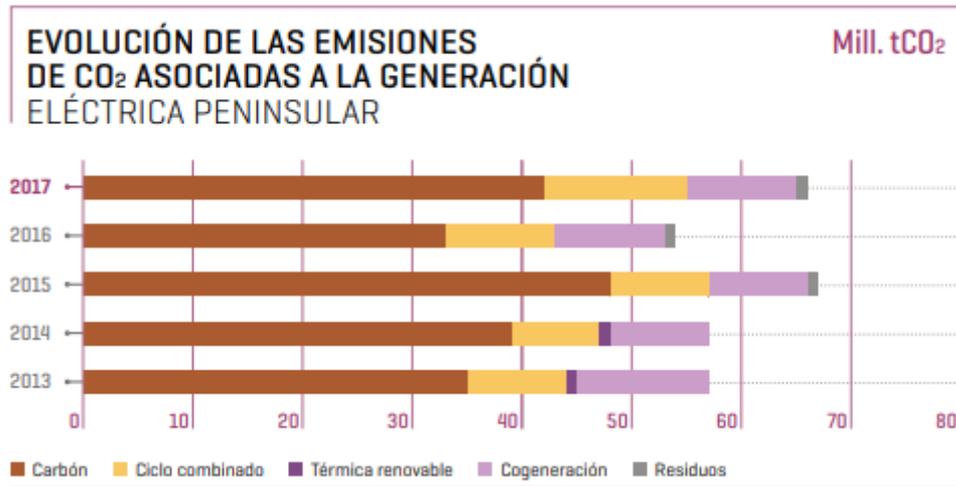


Figura 3. Evolución de las emisiones de CO₂ asociadas a la generación eléctrica peninsular desde 2013 a 2017.
Fuente: Red eléctrica de España [2]

Se observa como el uso de gas natural, propio de los ciclos combinados, va asociado a una considerable menor emisión de CO₂ con respecto al carbón.

El gas natural es un hidrocarburo formado principalmente por metano (aproximadamente en un 95%). Es considerado como uno de los combustibles más limpios en términos de emisión de gases de efecto invernadero en comparación con el resto de combustibles fósiles como derivados petrolíferos (petróleo) y el carbón. Es un combustible que no genera dióxido de azufre ni partículas sólidas. [10]

Es por esto que, en los últimos años, se ha acentuado un creciente interés en las centrales térmicas basadas en ciclos combinados que operan con gas natural ya que, además de su reducido impacto contra el medio ambiente, presentan altas eficiencias en cuanto a la producción de energía.

2. Fundamentos termodinámicos

2.1 Conceptos introductorios

Se va a llevar a cabo un resumen de los conceptos termodinámicos más elementales que nos van a servir como apoyo introductorio al análisis de los ciclos combinados para así garantizar una mayor comprensión de los resultados obtenidos.

La termodinámica corresponde a la parte de la física que analiza las relaciones que existen y se establecen entre el calor y el resto de formas de energía. Es decir, es la ciencia que estudia y analiza el comportamiento global de los denominados sistemas. Los sistemas son una porción de 'algo' de la que vamos a extraer resultados y conclusiones a través del estudio de sus características. Se define el entorno del sistema como cualquier cosa externa a este. Las interacciones entre el sistema y su entorno se dan en la frontera del sistema: delimita ambos conceptos, es un límite específico que puede estar en reposo o movimiento.

Existen dos tipos básicos de sistemas que se estudian en la Termodinámica más elemental:

-Los sistemas abiertos o volúmenes de control se definen como regiones del espacio que admiten la existencia de entradas y salidas de masa. Los volúmenes de control están delimitados por una superficie de control cerrada que permanecerá estática con el objetivo de conservar el tamaño del volumen delimitado, lo que facilita el estudio del comportamiento del flujo, ya que las partículas que lo ocupan no siempre serán las mismas.

-Los sistemas cerrados corresponden a cantidades fijas de materia, lo que conlleva a la no existencia de intercambio de materia entre un sistema cerrado y su entorno a través de su frontera. Cabe destacar que, en principio, este tipo de sistemas sí permiten la transferencia de energía a excepción de los denominados sistemas aislados.

A la hora de analizar un sistema, debe puntualizarse desde qué punto de vista se hace. Si bien se estudia un sistema bajo un enfoque macroscópico (sin emplear esquemas de la materia a nivel molecular, atómico o subatómico), lo que se hace es examinar el comportamiento global de este, es decir, estudiar los aspectos más importantes mediante observaciones del sistema en lo que se expresa como Termodinámica clásica. Sin embargo, si se precisa de un estudio exhaustivo basado directamente en la estructura de la materia y el comportamiento de las partículas, se emplea la Termodinámica estadística.

Este proyecto recoge los principios y fundamentos de la Termodinámica clásica: se ha llevado a cabo un análisis termodinámico desde un punto de vista macroscópico.

Al analizar un sistema bajo una perspectiva acorde a la Termodinámica clásica, observamos el comportamiento global del flujo y fluido a partir de un conjunto de propiedades que se relacionan entre sí y recogen la información esencial del estudio. Las propiedades, que corresponden a características macroscópicas del sistema, se pueden clasificar en:

-Propiedades intensivas: son aquellas propiedades que no dependen de la masa, ni del tamaño o extensión del sistema a estudiar. Por ejemplo: la temperatura, la densidad o la presión.

-Propiedades extensivas: son aquellas que sí dependen de la cantidad de sustancia presente en el sistema, siendo su valor total la suma de las correspondientes partes que lo forman. Por ejemplo: la masa, el volumen etc.

El estado termodinámico de un sistema recoge el valor de todas las propiedades que presenta. Las variables de estado son magnitudes que especifican el estado concreto de un sistema, y la transformación de un estado con ciertas características a otro se lleva a cabo mediante lo que se llama proceso.

El postulado de estado detalla cuantas variables independientes definen el estado de un sistema: el

El postulado de estado enumera el número de variables independientes definen el estado de un sistema: el número de propiedades intensivas intrínsecas que determinan un estado de equilibrio en un sistema es igual al número de trabajos cuasiestáticos más uno. Un proceso cuasiestático corresponde a un modelo ideal de un proceso real que se lleva a cabo de tal forma que el sistema se encuentra muy próximo al estado de equilibrio.

Este postulado establece que el número de propiedades independientes con las que se caracteriza un estado corresponde al número de formas distintas de variar la energía en el sistema. Los sistemas que se tratan en este proyecto son los denominados sistemas simples compresibles. En ellos, sólo se considera un tipo de trabajo cuasiestático, el correspondiente al cambio de volumen, y por tanto solo se precisan dos propiedades para determinar su estado termodinámico.

A la porción de un sistema que es homogénea microscópicamente tanto en su estructura física como en su composición química se la denomina fase. Una sustancia pura se caracteriza por mantener inalterable su composición química. Puede presentar más de una fase, como por ejemplo el fluido con el que se va a trabajar: el agua es una sustancia pura que puede existir como agua líquida o vapor de agua.

Denominaremos como ciclo termodinámico a la secuencia de aquellos procesos que comienzan y finalizan en el mismo estado termodinámico. El ciclo combinado, como ya se expondrá en el siguiente capítulo, consiste en una combinación de ciclos termodinámicos que juegan un papel fundamental en las plantas de generación de electricidad.

A la hora de llevar a cabo el estudio de un ciclo termodinámico, uno debe centrarse en el análisis de los cambios de un estado de equilibrio a otro. En Termodinámica clásica, para alcanzar la condición de equilibrio completo deben satisfacerse las condiciones parciales de equilibrio mecánico, térmico, el de fases y el químico. Para que un sistema se encuentre en estado de equilibrio, la fase o fases de las que conste deben permanecer estables, sin tender a variar sus características termodinámicas si el sistema queda totalmente aislado de su entorno.

Un sistema produce trabajo sobre su entorno si el hecho de la elevar una masa corresponde al único efecto posible sobre el entorno. Bajo un punto de vista termodinámico, podemos extrapolar esta definición a que la elevación de una masa es equivalente a la aplicación de una fuerza a lo largo de una distancia. Por tanto, podemos afirmar que el trabajo es una forma de transferir energía.

Los principios que rigen la Termodinámica son los siguientes:

-Primer principio de la Termodinámica:

El trabajo neto realizado por parte o sobre un sistema cerrado, que se encuentra sometido a un proceso adiabático entre dos estados determinados, depende únicamente de los estados inicial y final y no del proceso. Un proceso adiabático es aquel en el que, durante el cambio de un estado termodinámico a otro, el sistema y su entorno interaccionan entre sí únicamente mediante trabajo.

El trabajo adiabático describe la variación de energía, E , de un sistema. Esta energía es la total y recoge tanto la energía interna, como cinética y potencial gravitatoria del sistema. Generalizando para cualquier tipo de proceso, el balance de energía para sistemas

cerrados es el siguiente. Nótese que el balance de energía también puede expresarse en términos de potencias.

$$E = E_{\text{cinética}} + E_{\text{potencial gravit.}} + U$$

$$\Delta E = Q - W$$

$$dE/dt = \dot{Q} - \dot{W}$$

Es decir, la cantidad neta de energía almacenada dentro de un sistema cerrado durante un intervalo de tiempo, dE/dt , es igual a la diferencia entre la energía neta transferida al sistema por transferencia de calor, \dot{Q} , y la energía transferida por trabajo del sistema, \dot{W} .

Tal y como se detalla en las ecuaciones, se ha elegido como convenio de signos para el trabajo y el calor transferido el siguiente: si se realiza trabajo desde el entorno hacia el sistema, consideraremos el trabajo negativo y si el sistema realiza trabajo, lo consideraremos positivo; si existe transferencia de calor del entorno al sistema, estimaremos este calor como positivo y si lo transfiere el sistema, negativo.

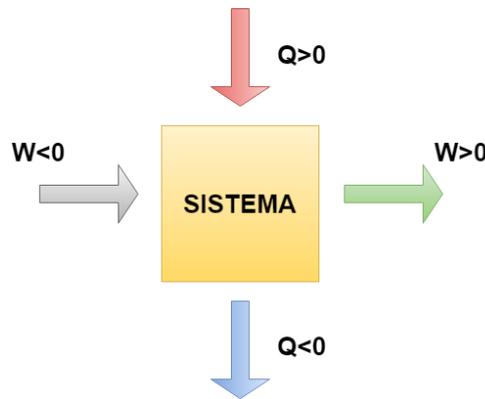


Figura 4. Convenio de signos para la energía en forma de calor y trabajo. Elaboración del autor.

-Segundo principio de la Termodinámica:

La entropía del universo tiende a incrementarse y aumentar conforme transcurre el tiempo. El balance de entropía se muestra a continuación:

$$\Delta S = Q/T_f - \sigma$$

$$dS/dt = \dot{Q}/T_f - \dot{\sigma}$$

Donde dS/dt refleja la variación de entropía con respecto al tiempo, \dot{Q}/T_f es la relación entre el calor transferido al sistema a través de la frontera por unidad de tiempo y la temperatura de la frontera, y $\dot{\sigma}$ representa la generación de irreversibilidad.

Se puede definir la condición isoentrópica a partir del balance de entropía: si el proceso es adiabático ($\dot{Q} = 0$) y reversible ($\dot{\sigma} = 0$), la entropía del sistema durante el proceso permanecerá constante, $dS/dt = 0$.

Existen dos formulaciones que son comúnmente usadas para explicar detalladamente el segundo principio. Con estos enunciados, se da paso a la teoría de análisis energético de los sistemas abiertos, teoría con la que se ha llevado a cabo el estudio de los ciclos combinados.

-La formulación de Clausius afirma que un sistema no puede funcionar y operar de forma que pueda transferir energía mediante calor de un cuerpo frío a otro caliente sin otro efecto. Clausius permite que haya transferencia de calor de un cuerpo frío a otro caliente (es lo que ocurre en las bombas de calor y máquinas frigoríficas) asumiendo que existe a su vez transferencia de calor en su entorno: en una máquina frigorífica, es necesario extraer trabajo del entorno para transferir calor de cuerpo frío al caliente.

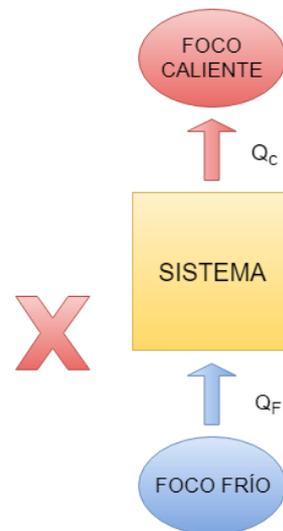


Figura 5. Ilustración del enunciado de Clausius. Elaboración del autor.

-La formulación de Kelvin-Planck enuncia que un sistema no puede extraer energía en forma de calor procedente de un cuerpo caliente y convertirla totalmente en trabajo, sin que exista ningún cambios neto de energía en éste o en

su entorno. El enunciado de Kelvin-Planck afirma por tanto que es imposible construir una máquina con un rendimiento del 100% ya que siempre va a existir calor residual que no se transforme en trabajo.

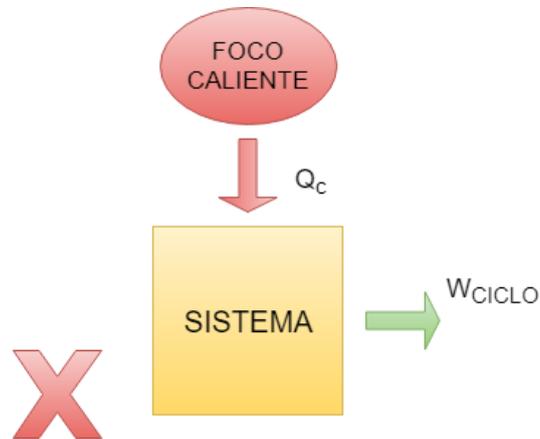


Ilustración 1 Ilustración del enunciado de Kelvin-Planck. Elaboración del autor.

2.2 Modelos de GICP y LICP

A continuación, se exponen los modelos empleados para tratar el comportamiento de los fluidos que se han utilizado durante este proyecto.

2.2.1 Gas Ideal Caloríficamente Perfecto

El modelo de gas ideal describe el comportamiento de aquellos gases cuya ecuación de estado viene dada por

$$pV = mR_gT$$

Siendo $R_g = R/PM$ la constante del gas, R la constante universal de los gases y PM el peso molecular del gas en cuestión.

La energía interna y entalpía específica de los gases que se comportan según este modelo dependen solamente de la temperatura.

$$u = u(T)$$

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

Asumiendo la hipótesis de calores específicos constantes ($C_p = cte$ y $C_v = cte$), entonces:

$$\Delta u = C_v \Delta T \rightarrow u_2 - u_1 = C_v (T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = C_p \Delta T \rightarrow h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1)$$

Y se cumplen las siguientes ecuaciones:

$$C_p = C_v + R_g$$

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

$$\Delta s = C_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R_g \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

$$\Delta s = C_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_g \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Para un gas que cumpla el modelo de GICP y el proceso sea isoentrópico (ideal y adiabático):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\gamma-1}$$

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

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma$$

El aire en condiciones normales tiene un comportamiento que se aproxima mucho al de un gas ideal, con $R_g = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $C_v = 717 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $C_p = 1004 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ y $\gamma = 1.4$. A su vez, cuando se traten con temperaturas cercanas a las de combustión, al ser C_p y C_v funciones de la temperatura, el modelo de GICP será una buena aproximación para nuestros cálculos.

2.2.2 Líquido ideal Caloríficamente Perfecto

El modelo de líquido ideal caloríficamente perfecto asume la hipótesis de líquido incompresible (su densidad no varía con el tiempo).

$$p \neq p(t) \rightarrow p = cte$$

La condición de incompresibilidad implica que los calores específicos sean iguales.

$$C_p = C_v = C = cte$$

Al igual que en el modelo de gas ideal caloríficamente perfecto, la energía interna depende exclusivamente de la temperatura. Sin embargo, a partir de la definición de entalpía observamos que ésta varía tanto con la presión como con la temperatura.

$$u = u(T)$$

$$h = u(T) + p/\rho = h(p, T)$$

Las ecuaciones del LICP se presentan a continuación:

$$\Delta u = C\Delta T \rightarrow u_2 - u_1 = C(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = \Delta u + \frac{\Delta p}{\rho} \rightarrow h_2 - h_1 = C(T_2 - T_1) + \frac{(p_2 - p_1)}{\rho}$$

$$\Delta s = C \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$$

Para un líquido que se comporte según el modelo del LICP y donde el proceso sea isoentrópico:

$$\Delta s = C \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = 0 \rightarrow T_2 = T_1$$

$$\Delta u = 0$$

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\rho}$$

La mayoría de líquidos se comportan como LICP en rangos razonablemente grandes de presión y temperatura. En nuestro caso de estudio, el agua puede modelizarse como tal con una densidad de $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ y un calor específico de $C = 4180 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ cuando se encuentra en líquido saturado.

2.3 Análisis termodinámico de sistemas abiertos

A continuación, se van a exponer los conceptos y consideraciones relacionados con los principios de conservación de masa y energía y sus respectivas aplicaciones en los dispositivos estacionarios que han sido empleados para la simulación.

2.3.1 Balances de masa y energía

La variación de masa con respecto al tiempo que existe dentro de un volumen de control es igual a la diferencia entre los gastos máxicos total de entrada y salida del mismo. La expresión puede ser generalizada para el caso de varias entradas y salidas del sistema.

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s$$

El balance de energía para un sistema abierto es análogo al de los sistemas cerrados, pero añadiendo la energía neta correspondiente a la masa que entra y sale del volumen de control:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s$$

Donde dE_{VC}/dt representa la variación de energía de la masa contenida por el volumen de control, \dot{Q} es el calor neto transferida al sistema por unidad de tiempo, \dot{W} corresponde al trabajo neto que realiza el sistema sobre el entorno por unidad de tiempo y e_e y e_s son energías totales específicas de entrada y salida.

$$e_e = u_e + \frac{1}{2}Vel_e^2 + gz_e$$

$$e_s = u_s + \frac{1}{2}Vel_s^2 + gz_s$$

Esta ecuación puede expresarse en función de las entalpías atendiendo a las definiciones de flujo másico y potencia neta total:

$$\dot{W} = \dot{W}_{VC} + p_e A_e Vel_e - p_s A_s Vel$$

$$\dot{m} = \rho Vel A \rightarrow Vel A = \dot{m}/\rho$$

El balance de energía para un sistema abierto queda de la siguiente forma:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2}Vel_e^2 + gz_e) - \dot{m}_s ((h_s + \frac{1}{2}Vel_s^2 + gz_s))$$

2.3.2 Hipótesis

Se han llevado a cabo las siguientes consideraciones para proceder en el estudio energético de los sistemas abiertos que se presentan:

-Estado estacionario: las variables de estado permanecen constantes a lo largo del tiempo.

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dE}{dt} = 0$$

-Aplicación de los modelos de GICP y LICP para el aire y el agua respectivamente.

-Las variaciones de energía cinética y potencial a lo largo de los dispositivos son despreciables.

$$\frac{1}{2}\Delta Vel^2 = 0$$

$$g\Delta z = 0$$

2.3.3 Dispositivos estacionarios

Compresor

El fluido (en nuestro caso aire) se comporta según el modelo de GICP. Se asume que no existe intercambio de calor del volumen de control con el entorno: el compresor es un elemento adiabático ($\dot{Q} = 0$) que recibe potencia de su entorno para así aumentar la presión del fluido.

-Balance de masa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

-Balance de energía:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - (-\dot{W}_C) + \dot{m}(h_e - h_s) \rightarrow \dot{W}_C = \dot{m}(h_s - h_e)$$

Bomba

El fluido (en nuestro caso agua) se comporta según el modelo de LICP. Al igual que el compresor, la bomba se trata de un elemento adiabático que consume potencia del exterior para llevar a cabo el incremento de presión de la salida con respecto a la entrada.

-Balance de masa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

-Balance de energía:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - (-\dot{W}_B) + \dot{m}(h_e - h_s) \rightarrow \dot{W}_B = \dot{m}(h_s - h_e)$$

Turbina

El fluido de trabajo puede tratarse tanto de un líquido como de un gas (turbina de gas y turbina de vapor respectivamente), por tanto, pueden emplearse los modelos de GICP y LICP. Se define como un dispositivo adiabático que genera trabajo.

-Balance de masa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

-Balance de energía:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - (+\dot{W}) + \dot{m}(h_e - h_s) \rightarrow \dot{W}_T = \dot{m}(h_e - h_s)$$

Cámara de combustión

La cámara de combustión no realiza ni recibe trabajo: en ella, se mezcla el combustible con el comburente (normalmente aire) para llevar a cabo el proceso de combustión. Puede considerarse como un elemento isobárico en donde se libera calor.

-Balance de masa:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_a + \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{productos} = \dot{m}_{gases}$$

-Balance de energía:

$$\begin{aligned} \frac{dE_{VC}}{dt} &= \dot{Q}_{CC} - \dot{W} + \dot{m}_a h_a + \dot{m}_{fuel} h_{fuel} - \dot{m}_{gases} h_{gases} \rightarrow \\ &\rightarrow \dot{Q}_{CC} = \dot{m}_{gases} h_{gases} - \dot{m}_a h_a - \dot{m}_{fuel} h_{fuel} \end{aligned}$$

2.4 Ciclos termodinámicos

Un ciclo termodinámico, tal y como se ha definido previamente, es la secuencia de aquellos procesos que comienzan y finalizan en el mismo estado termodinámico. Se puede afirmar que en todos los ciclos termodinámicos se cumple que la energía neta transferida en forma de calor es igual al trabajo neto del sistema ya que no existe cambio neto de energía durante el ciclo.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{neto} - \dot{W}_{neto} = 0 \rightarrow \dot{Q}_{neto} = \dot{W}_{neto}$$

Según su funcionamiento, podemos distinguir entre dos tipos de ciclos:

-Ciclos de generación de potencia.

Los ciclos de potencia son la base del funcionamiento de las centrales de producción de energía eléctrica. Transforman el calor extraído de un foco caliente en trabajo aprovechable.

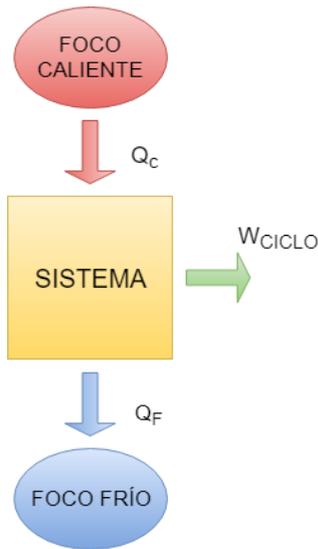


Figura 6. Ciclo de Potencia. Elaboración del autor.

Se define el rendimiento térmico de los ciclos de potencia como la cantidad de trabajo transformado en el sistema con respecto al calor que se extrae del foco caliente.

$$\eta_{\text{ciclo de potencia}} = \frac{\dot{W}_{\text{ciclo}}}{\dot{Q}_C}$$

$$\dot{W}_{\text{ciclo}} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F$$

Siendo Q_C el calor transferido desde el foco caliente al sistema y Q_F el calor transferido desde el sistema al foco frío. Tal y como se detalló en la definición del primer y segundo principio de la termodinámica, se observa cómo nunca se alcanzará un rendimiento térmico igual o superior a la unidad: la formulación de Kelvin-Planck concluye con que no existe ningún sistema térmico capaz de transformar el calor en trabajo en toda su totalidad si no existen otros efectos termodinámicos.

Por tanto, es imposible que una máquina térmica funcione cíclicamente sin existir ningún otro efecto que extraer calor de un foco caliente realizando una cantidad de trabajo equivalente. Esencialmente, el segundo principio ratifica la existencia de un foco frío que absorbe la energía que no emplea la máquina térmica para realizar trabajo.

-Ciclos de refrigeración y bombas de calor.

El funcionamiento de estos ciclos se resume en el enunciado de Clausius del segundo principio de la termodinámica: para que exista transferencia de calor de un cuerpo frío a otro caliente, el ciclo debe consumir cierta cantidad de trabajo del exterior. Este es el caso de los refrigeradores: si no se cumpliera la formulación de Clausius, en principio sería

posible enfriar una vivienda en verano con un refrigerador que extrajese calor del exterior sin necesidad de consumir electricidad ni ningún otro tipo de energía.

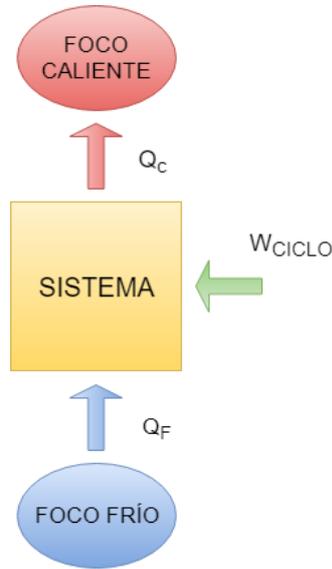


Figura 7. Ciclo de Refrigeración y Bombas de Calor. Elaboración del autor.

Se define el rendimiento térmico en función de si el ciclo está diseñado para refrigerar o calefactar:

-La función principal de un ciclo de refrigeración es la de enfriar un espacio o mantener la temperatura por debajo de la del entorno, por lo que:

$$\eta_{\text{Ciclo de refrigeración}} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_{\text{ciclo}}} \leq 1$$

-El objetivo de una bomba de calor es mantener la temperatura de una vivienda por encima de la del entorno, por tanto:

$$\eta_{\text{Bomba de calor}} = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{\text{ciclo}}} \geq 1$$

Los ciclos de generación de potencia básicos de las centrales de producción de energía eléctrica son los ciclos Brayton y Rankine. A continuación, se muestra las características termodinámicas de estos ciclos, así como posibles mejoras en su rendimiento.

2.4.1 Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot es el ciclo termodinámico de referencia. Cualquier ciclo termodinámico puede representarse como la suma infinita de ciclos de Carnot elementales. Es un ciclo idealizado, ya que, según el Teorema de Carnot, no existe ninguna máquina térmica (ciclo termodinámico) que opere entre dos focos térmicos determinados con un rendimiento

superior al de una máquina reversible que opere entre estos dos focos, es decir, al del ciclo de Carnot.

Para que un proceso sea reversible (ideal), deben cumplirse las siguientes condiciones:

- Si existe transferencia de energía en forma de calor, debe ocurrir entre sistemas con una diferencia de temperaturas infinitesimal.
- El sistema debe encontrarse en un estado de equilibrio o cuasiestático (infinitesimalmente cerca al de equilibrio).

Durante el ciclo de Carnot, el fluido se desarrolla y progresa en las siguientes fases:

- El fluido se comprime de forma adiabática y reversible.
- El foco caliente aporta calor al fluido a temperatura constante, es decir, existe una cesión de calor isotérmica y reversible al fluido.
- El fluido se expande de forma adiabática y reversible.
- El foco frío absorbe calor cedido del fluido a temperatura constante, es decir, existe una cesión de calor isotérmica y reversible por parte del fluido.

El rendimiento de Carnot es independiente del fluido de trabajo que se emplee, dependiendo únicamente de la temperatura de los focos térmicos. Atendiendo a los balances de energía y entropía de un ciclo termodinámico de potencia:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta E = Q_{neto} - W_{neto} = 0 \rightarrow W_{neto} = Q_{neto} = Q_C - Q_F \\ \Delta S = \frac{Q_{neto}}{T_f} + \sigma = \frac{Q_C}{T_C} - \frac{Q_F}{T_F} + \sigma = 0 \rightarrow \sigma = \frac{Q_F}{T_F} - \frac{Q_C}{T_C} \end{array} \right\}$$

Para el ciclo de Carnot los procesos son reversibles, por tanto, podemos definir su rendimiento como:

$$\sigma = 0 \rightarrow \frac{Q_F}{T_F} - \frac{Q_C}{T_C} = 0 \rightarrow \frac{Q_F}{Q_C} = \frac{T_F}{T_C}$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{ciclo}}{Q_C} = \frac{Q_C - Q_F}{Q_C} = 1 - \frac{Q_F}{Q_C} \xrightarrow{\sigma=0} \eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_C}$$

2.4.2 Ciclo Brayton

El ciclo Brayton, también denominado ciclo de turbina de gas, es un ciclo termodinámico que aprovecha el calor producido de la combustión o quema de un combustible concreto

para transformarlo en trabajo útil. Este tipo de ciclo se caracteriza por el empleo de gas como fluido de trabajo, el cual se comporta según el modelo de GICP anteriormente descrito.

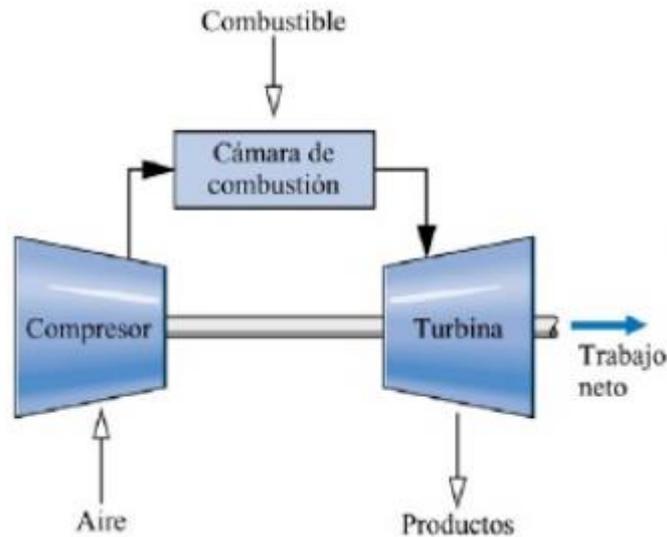


Figura 8. Ciclo Brayton en configuración de ciclo abierto. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

El ciclo Brayton se basa en el funcionamiento de una turbina de gas que opera normalmente en ciclo abierto. Se introduce aire a presión y temperatura atmosférica en un compresor, incrementando así su presión y temperatura. Posteriormente el aire comprimido se dirige a una cámara de combustión (intercambiador de calor). Dentro de la cámara, se lleva a cabo la reacción de combustión entre el aire y el combustible liberando calor a presión constante (para la explicación se asume un proceso ideal en el que no hay pérdidas de presión). A continuación, los productos quemados se inyectan en la turbina de gas, donde se expanden y se liberan al exterior, alcanzando de nuevo la presión atmosférica. Durante la expansión, se produce trabajo útil, del cual parte se utiliza para la compresión del aire. Posteriormente, el trabajo útil neto será transformado en energía eléctrica mediante un generador.

Las turbinas de gas también pueden operar en ciclo cerrado: entre la salida de la turbina de gas y la entrada del compresor se coloca un intercambiador de calor que cede el calor restante al otro fluido que circula por él.

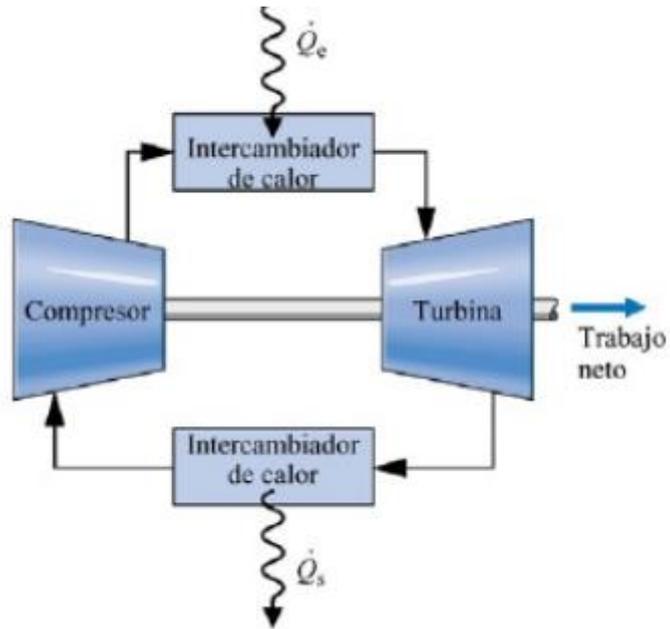


Figura 9. Ciclo Brayton en configuración cerrada. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

Un ciclo Brayton ideal, en el que se desprecian las irreversibilidades, se compone de las siguientes etapas:

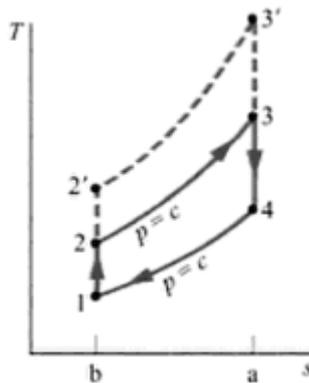


Figura 10. Diagrama T-s del ciclo Brayton ideal. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

- Compresión adiabática y reversible (y, por tanto, isoentrópica) del fluido en el compresor (1-2).
- Aporte de calor al fluido a presión constante en la cámara de combustión (2-3).
- Expansión isoentrópica del fluido en la turbina de gas (3-4).
- Cesión del calor del fluido a presión constante al exterior o a un intercambiador de calor (4-1).

Considerando las irreversibilidades dentro del compresor y la turbina de gas, el fluido de trabajo experimenta incrementos de entropía que disminuyen considerablemente el

trabajo útil generado. Cabe desatacar que cuando el aire atraviesa los diferentes componentes del ciclo existen pérdidas de carga por rozamiento. Sin embargo, este tipo de irreversibilidad es insignificante: se trabajará en los intercambiadores a presión constante.

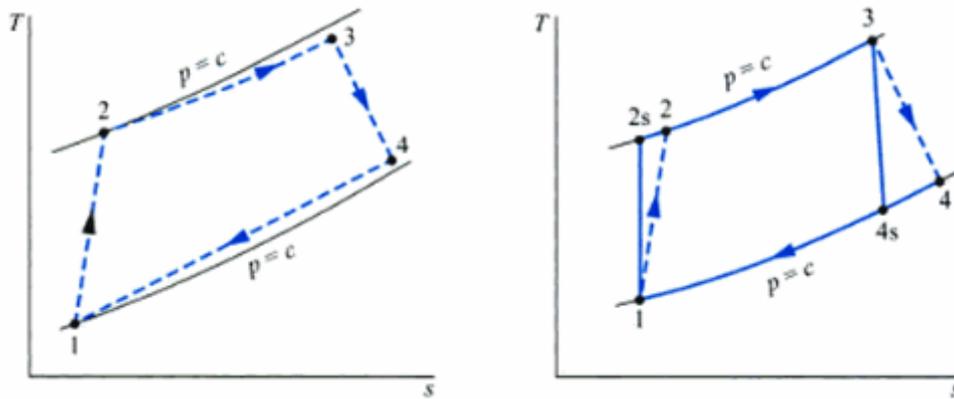


Figura 11. Efectos de las irreversibilidades del ciclo Brayton en un diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

Definimos por tanto el rendimiento isoentrópico del compresor como la relación entre la potencia ideal (la mínima) que consumiría si se tratase de un proceso isoentrópico y la potencia real que consume en la que se tiene en cuenta estas irreversibilidades:

$$\eta_C = \frac{\dot{W}_{C_ideal}}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{m}(h_{2i} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\dot{m} C_p (T_{2i} - T_1)}{\dot{m} C_p (T_2 - T_1)}$$

El rendimiento isoentrópico de la turbina de gas mide la potencia real que se genera durante el proceso de expansión con respecto a la potencia ideal (la máxima) que se generaría si no existiesen irreversibilidades.

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{W}_{TG_ideal}} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4)}{\dot{m}(h_3 - h_{4i})} = \frac{\dot{m} C_p (T_3 - T_4)}{\dot{m} C_p (T_3 - T_{4i})}$$

La optimización del compresor es más compleja que la de turbina de gas, lo cual se refleja en los rendimientos isoentrópicos que alcanzan actualmente ambos componentes: mientras que en el compresor el fluido pasa de un estado termodinámico en equilibrio (presión y temperatura ambiente) a uno alejado del mismo, en la turbina de gas el fluido evoluciona de un estado caracterizado por las elevadas presiones y temperaturas a otro con mayor equilibrio con el entorno. Los rendimientos típicos de los compresores y de las turbinas de gas oscilan entre 0.89-0.91 y 0.91-0.93 respectivamente.

A su vez podemos definir el rendimiento de la cámara de combustión como la relación entre el calor liberado (el aprovechable en incrementar la temperatura de los gases de combustión) y el calor total introducido en forma de combustible.

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{Q}_{CC_neto}}{\dot{Q}_{CC}} = \frac{\dot{Q}_{CC_neto}}{\dot{m}_{fuel}LHV}$$

Siendo LHV el poder calorífico del combustible, que mide la cantidad de energía que desprende el combustible durante su combustión sin tener en cuenta la energía correspondiente al calor latente del vapor de agua, es decir, la energía de condensación.

Atendiendo al análisis energético de los componentes que conforman el ciclo, podemos definir el rendimiento de ciclo Brayton como la potencia neta que se genera con respecto al calor introducido en forma de combustible. Este calor corresponde, según la nomenclatura ya definida, al calor que recibe el sistema del foco caliente.

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{Brayton}}{\dot{Q}_{CC}} \rightarrow \eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{TG} - \dot{W}_C}{\dot{m}_{fuel}LHV}$$

Existen variantes del ciclo Brayton para las centrales térmicas cuyo objetivo final es el de mejorar rendimientos y aumentar la potencia neta.

-Turbinas de gas regenerativas.

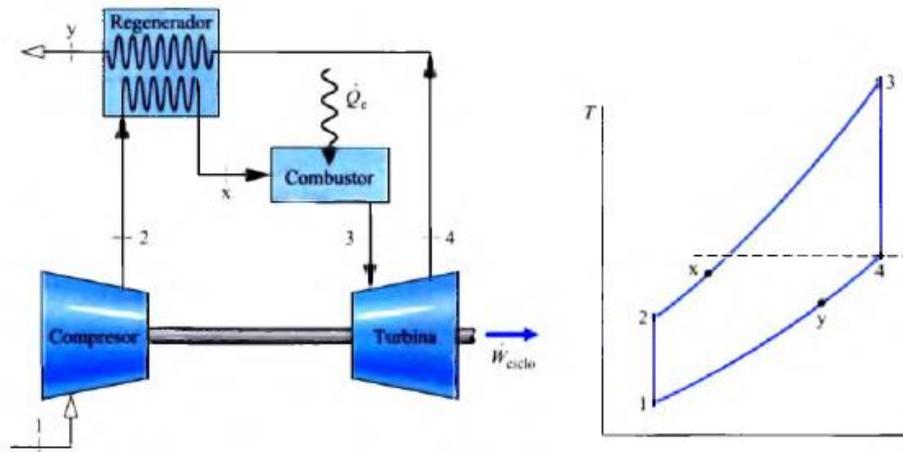


Figura 12. Ciclo Brayton de una turbina de gas regenerativa junto con su representación en diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

El aire a la salida de la turbina de gas se encuentra a una temperatura muy por encima de la temperatura ambiente, que es la temperatura a la que entra el aire al compresor. El empleo de un intercambiador de calor abierto, denominado regenerador, mejora significativamente el rendimiento del ciclo. En el

regenerador, se produce intercambio de calor entre los gases a la salida de la turbina de gas (que están a altas temperaturas) y el aire que ya ha sido comprimido y se dirige a la cámara de combustión. Con esto, disminuye la carga térmica del quemador necesaria para elevar la temperatura de los productos una vez se ha llevado a cabo la combustión, lo que incurre en una importante disminución de combustible que se necesita quemar.

-Turbinas de gas con recalentamiento.

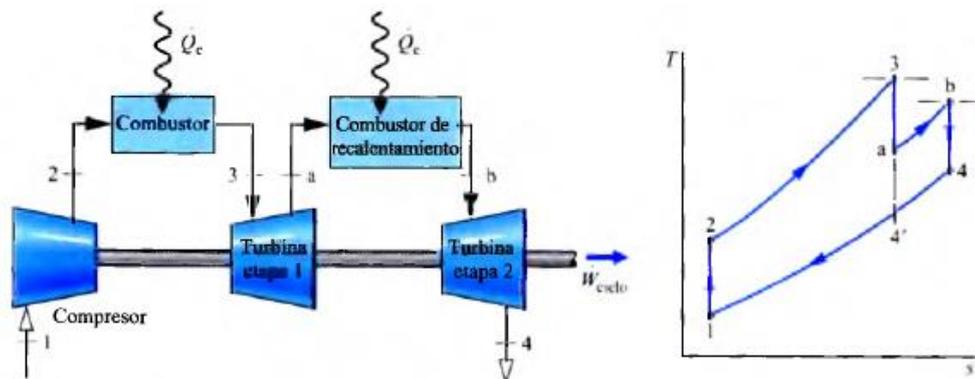


Figura 13. Ciclo Brayton con recalentamiento junto con su representación en diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

La temperatura de los gases a la salida de la turbina está determinada por la cantidad de aire introducido en la cámara de combustión. Si se introduce un exceso de aire respecto al necesario para quemar el combustible, los gases producidos tras la combustión almacenarán suficiente aire como para llevar a cabo una combustión adicional. Es por esto que en algunas centrales térmicas con turbina de gas se emplean turbinas multietapa con recalentamiento entre ellas, consiguiendo aumentar la potencia útil producida por unidad de combustible.

-Ciclos con refrigeración intermedia.

El empleo de ciclos de compresión de varias etapas con refrigeración intermedia disminuye el trabajo de compresión en comparación con la compresión adiabática, lo que incide de forma directa en un aumento de la potencia neta producida y, por consiguiente, en una mejora del rendimiento.

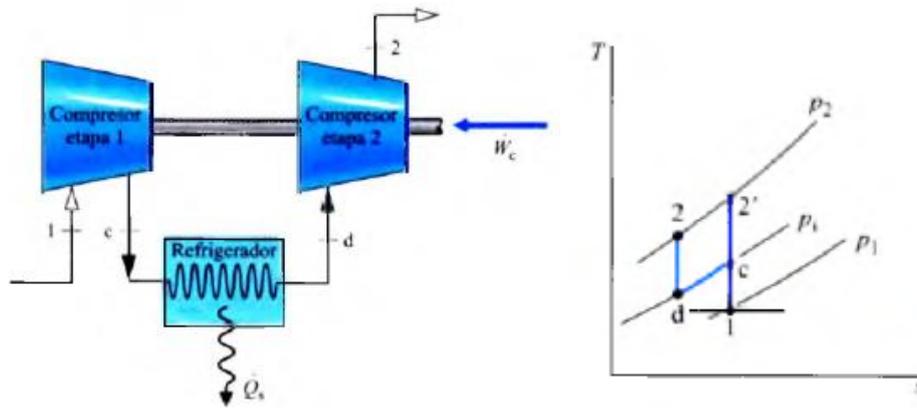


Figura 14. Ciclo Brayton con refrigeración intermedia junto con su representación en diagrama T-s. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

2.4.3 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine, también denominado ciclo de turbina de vapor, es un ciclo termodinámico que, al igual que el Brayton, aprovecha el calor producido de la quema de un combustible concreto para transformarlo en trabajo útil. Sin embargo, este tipo de ciclo se caracteriza por el empleo de agua como fluido de trabajo, el cual se comporta según el modelo de LICP cuando se encuentra condensada (subenfriada) y atiende a las propiedades y características propias del diagrama T-s del vapor de agua cuando se encuentra en el domo o está sobrecalentada. También se suele utilizar como fluido de trabajo los fluidos orgánicos.

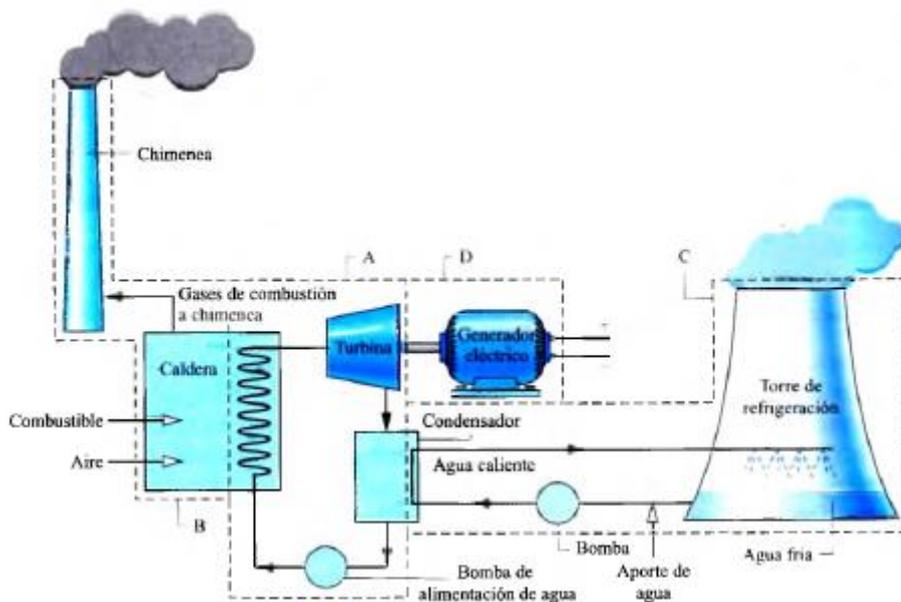


Figura 15. Ciclo Rankine. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

En primer lugar, el agua procedente del condensador atraviesa una bomba de alimentación que eleva su presión y temperatura. Después, el agua se introduce en una caldera donde

se lleva a cabo una reacción de combustión, mediante aire y combustible introducidos, que libera calor y calienta inicialmente el agua a presión constante. Es en la caldera donde, al alcanzar la temperatura de saturación, se produce el cambio de fase y se forma vapor de agua. El vapor generado se expande a través de una turbina que posteriormente se descarga en un condensador, donde se realiza de nuevo el cambio de fase hasta transformarse en agua condensada mediante el intercambio de calor del vapor al líquido de refrigeración que normalmente circula en un flujo separado.

Un ciclo Rankine ideal, es decir, sin irreversibilidades que provoquen pérdidas de carga en los tubos debido al rozamiento en la caldera y en el condensador o pérdidas de calor al entorno de la bomba y la turbina, se compone de las siguientes etapas:

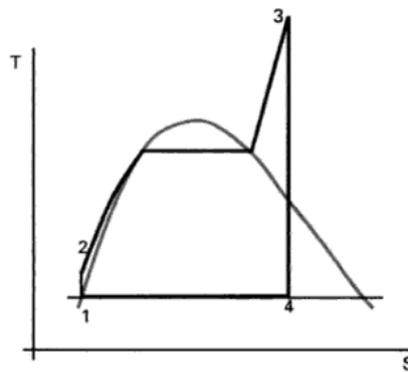


Figura 16. Diagrama T-s del ciclo Rankine ideal. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

- Compresión adiabática y reversible (y, por tanto, isoentrópica) del fluido en la bomba de alimentación (1-2).
- Aporte de calor al fluido a presión constante, en donde se lleva a cabo tres subetapas: calentamiento previo en fase líquida hasta alcanzar la temperatura de saturación, cambio de fase de agua líquida saturada a vapor saturado y calentamiento del vapor saturado hasta la temperatura máxima que soporta la turbina de vapor (2-3).
- Expansión isoentrópica del fluido en la turbina de vapor (3-4).
- Cesión del calor del fluido a presión constante en el condensador (4-1).

Al igual que en el ciclo Brayton, debe tenerse en cuentas las irreversibilidades producidas en los componentes de Rankine: así pues, despreciaremos las pérdidas de cargas en los conductos de los intercambiadores, pero consideraremos los incrementos de entropía en la turbina de vapor y en la bomba de alimentación.

Por tanto, definimos el rendimiento isoentrópico de la bomba como la relación entre la potencia que consumiría idealmente la bomba y la que consume.

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_{B_ideal}}{\dot{W}_B} = \frac{\dot{m}(h_{2i} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)}$$

El rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor relaciona la cantidad de potencia que produce con respecto a la que produce idealmente.

$$\eta_{TV} = \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{W}_{TV_ideal}} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4)}{\dot{m}(h_3 - h_{4i})}$$

El rendimiento de la caldera relaciona el calor que se emplea para pasar de un estado termodinámico (a la salida de la bomba) a otro (a la entrada de la turbina) con respecto al calor total introducido en forma de combustible.

$$\eta_{caldera} = \frac{\dot{Q}_{caldera_neto}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{\dot{Q}_{caldera_neto}}{\dot{m}_{fuel}LHV}$$

Por último, se define el rendimiento del ciclo Rankine como la relación entre la potencia neta producida en el ciclo y la cantidad de calor total producido por el combustible en la caldera, siendo este calor el procedente del foco térmico caliente según la nomenclatura utilizada.

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{Rankine}}{\dot{Q}_{caldera}} \rightarrow \eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_B}{\dot{m}_{fuel}LHV}$$

Tal y como se ha apuntado en la teoría del apartado correspondiente a conceptos introductorios, el estado de equilibrio de una sustancia simple homogénea (1 sola fase) está definido por dos propiedades termodinámicas independientes.

Sin embargo, el agua presenta más de una fase en ciertas etapas del ciclo Rankine, tal y como se puede observar en el diagrama T-s del agua. Según la regla de fases de Gibbs, que se formula a continuación:

$$L = C - F + 2$$

Siendo L el número de grados de libertad, C el número de componentes (C=1) y F el número de fases que presente el componente.

-Si F=1, entonces L=2 y, tal y como se ha explicado, las propiedades termodinámicas son independientes.

Si $F=2$, entonces $L=1$. En este caso, las variables de presión y temperatura no son propiedades independientes: una es función de la otra y/o viceversa.

En el domo de vapor, las temperaturas a la que puede operar la mezcla agua líquida vapor les corresponden determinadas presiones. El domo está delimitado por las líneas de líquido y vapor saturado. A presión constante, la mezcla cambia de fase durante su recorrido por el domo. Es por esto que las presiones van a asociadas a determinadas temperaturas: las líneas de presión son paralelas a las líneas de temperatura constante dentro del domo de vapor ya que se produce el cambio de fase y la presión y temperatura no varían.

-Si $F=3$, entonces $L=0$: el equilibrio de las tres fases es un estado invariante.

Por tanto, para conocer el estado termodinámico del agua en las diferentes etapas del ciclo Rankine, es necesario indicar como máximo 2 propiedades independientes.

La gran mayoría de las centrales térmicas de generación de energía eléctrica están basadas en el ciclo Rankine debido que este modelo presenta idealizaciones que simplifican en gran medida la complejidad de los procesos que tienen lugar en este tipo de instalaciones.

Al igual que con el ciclo Brayton, existen modelos y variantes del ciclo Rankine que mejoran las prestaciones en cuanto a potencia generada y rendimiento.

-Turbinas de vapor con recalentamientos intermedios.

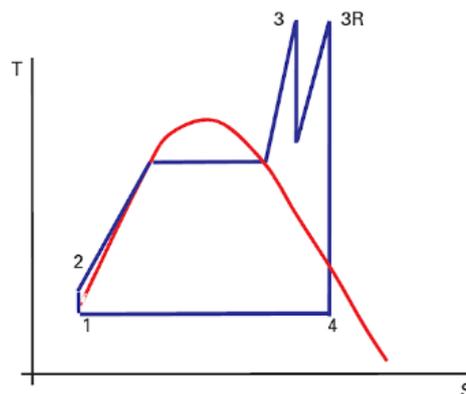


Figura 17. Representación de ciclo Rankine con recalentamiento en diagrama T-s. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

Con el objetivo de incrementar el rendimiento del ciclo, se tiende a establecer presiones de operación elevadas en la caldera, y a reducir la presión del condensador, para que la temperatura del foco caliente aumente y del frío disminuya y así se lleve a cabo una mayor expansión de la turbina. Sin embargo,

esto implica que la mezcla liquido-vapor posea un bajo título de vapor, es decir, un alto porcentaje de agua líquida que provoca posteriormente el deterioro en la aerodinámica de los álabes de las últimas ruedas de la turbina. Las turbinas de vapor modernas admiten entre un 16-18% de agua líquida en las últimas ruedas (mezclas liquido-vapor con un título entre el 84-82%).

Es por esto que se llevan a cabo etapas de recalentamiento una vez se ha realizado la expansión parcial del vapor. El vapor se recalienta en la caldera y de nuevo se expande hasta la presión del condensador. Con esto conseguimos aumentar el título de vapor de la mezcla a la salida de la turbina e incrementamos significativamente la potencia generada: al recalentar el vapor, mejoramos el rendimiento debido a que se alcanza una mayor temperatura media de absorción de calor del foco caliente.

-Turbinas de vapor con ciclos regenerativos.

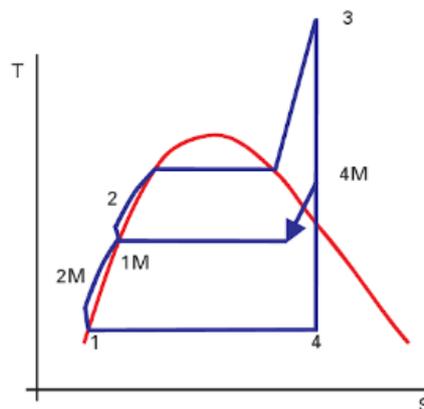


Figura 18. Representación de ciclo Rankine con ciclo regenerativo en diagrama T-s. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

Definimos los procesos de regeneración a las extracciones de vapor de la turbina que precalientan el agua de alimentación que se dirige a la caldera. Mediante regeneración, se consigue aumentar la temperatura media de absorción de calor del foco caliente y, como consecuencia, aumenta el rendimiento del ciclo.

-Turbinas de vapor con sobrecalentador.

El sobrecalentador junto con la caldera, conforma lo que se denomina comúnmente como generador de vapor. Con el sobrecalentador, se transfiere energía adicional al vapor sobresaturado antes de entrar en la turbina, lo que, al igual que en los ciclos con recalentamiento intermedio, aumenta el título de vapor

a la salida de la turbina y la temperatura media de absorción del calor del generador de vapor.

-Presiones de trabajo supercríticas en ciclos de turbinas de vapor.

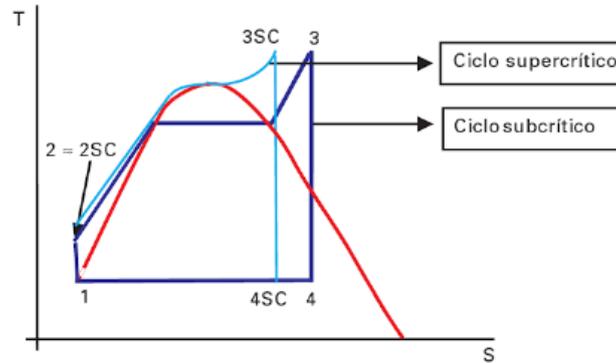


Figura 19. Representación de ciclo Rankine para presiones de trabajo subcríticas y supercríticas en diagrama T-s. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

El avance y progresos de medios de fabricación y materiales que sean capaces de soportar presiones supercríticas (presiones de operación de la caldera superiores a los 221 bar para el agua) han permitido obtener considerables incrementos de la temperatura máxima de trabajo de la caldera y, por tanto, del rendimiento de los ciclos Rankine.

3. Ciclos combinados

Los ciclos de potencia combinados, también denominados ciclos combinados gas-vapor, se basan en el acoplamiento de los ciclos termodinámicos Brayton y Rankine con el objetivo de que el calor residual del proceso de generación de trabajo del ciclo de gas se aproveche en el ciclo de vapor.

El elemento de unión de ambos ciclos se denomina caldera de recuperación de calor (HRSG o *heat recovery steam generator*). Tal y como se muestra en la figura, el ciclo combinado trata de obtener el calor descargado del ciclo que opera a altas temperaturas para transferirse al ciclo que opera a bajas temperaturas: aprovecha el ciclo Brayton que alcanza altos rendimiento a elevadas temperaturas de operación mediante un gas como fluido de trabajo para transferir el calor restante para la generación de vapor del ciclo Rankine.

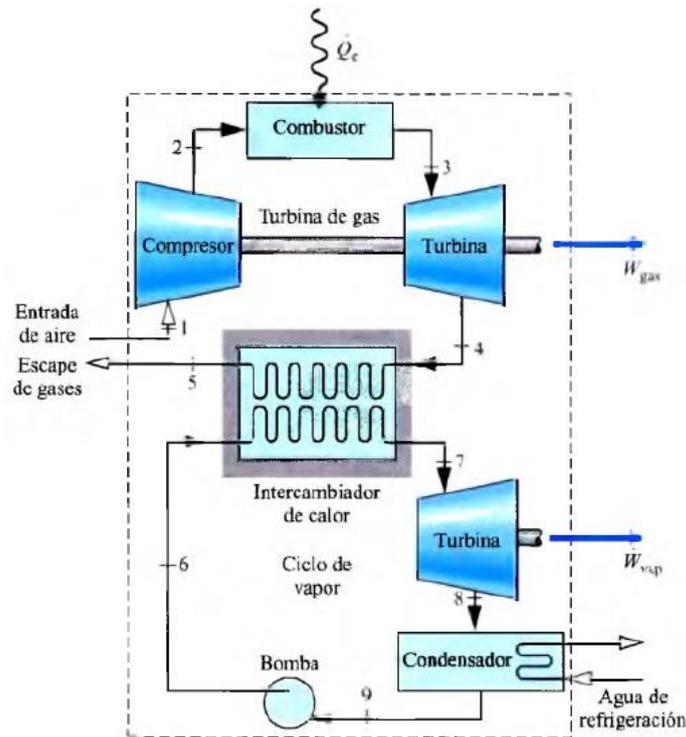


Figura 20. Esquema general de un ciclo combinado básico. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [11].

Los gases de escape de la turbina de gas correspondiente al ciclo Brayton, que se encuentran a altas temperaturas, se dirigen a la caldera de recuperación de calor.

El HRSG es el componente del ciclo combinado que aprovecha la energía que aún poseen los gases de escape de la turbina de gas para transferirla al agua que circula en el ciclo de vapor. Permite el correcto acoplamiento de ambos ciclos, el cual atiende tanto a las condiciones de salida de los gases del Brayton como de generación de vapor para el Rankine: el rango de temperaturas de los gases de salida de la turbina de gas se aproxima en gran medida al rango de temperaturas de absorción de calor del vapor. Este acercamiento de la línea de absorción de calor del Rankine a la de cesión de energía de los gases del Brayton posibilita que el acoplamiento entre ciclos sea eficaz.

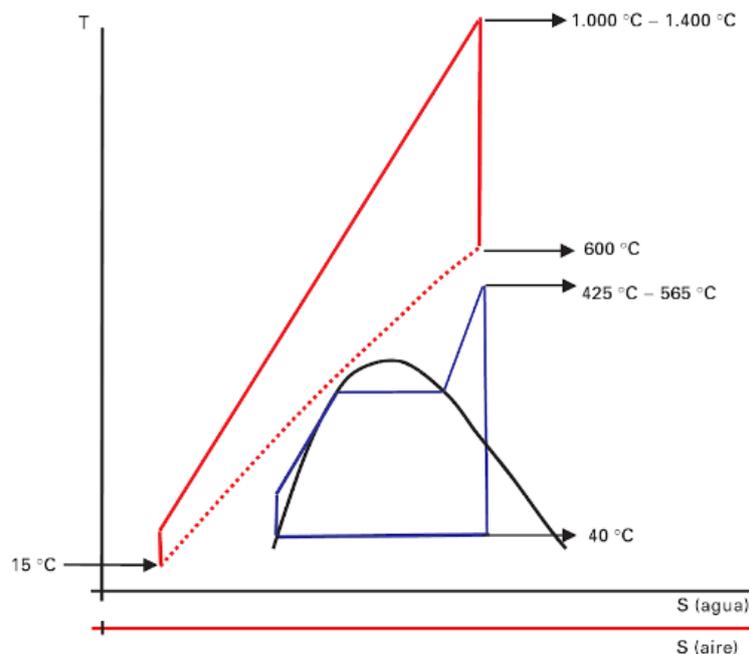


Figura 21. Diagrama T-s del ciclo combinado. Fuente: 'Fundamentos de termodinámica técnica' [10].

Como consecuencia de la transferencia de energía de los gases de escape, éstos, a la salida de la caldera de recuperación, dotarán de menor temperatura, favoreciendo así a las condiciones climatológicas y evitando un posible impacto térmico que perjudique a la fauna, flora y medio ambiente de los alrededores.

El desarrollo del ciclo combinado viene acompañado de la necesidad de operar entre las temperaturas medias de los focos caliente y frío usuales en un único ciclo termodinámico: un ciclo que trabaje a altas temperaturas y otro a medias-bajas y se alcance una eficiencia global superior a si estuvieran separados.

3.1 Efecto de optimizaciones de los ciclos de gas y vapor sobre el ciclo combinado

Algunas de las opciones y variantes de optimización de los modelos de los ciclos Brayton y Rankine expuestos en anteriores apartados no favorecen al rendimiento global del ciclo combinado, tal y como se expone a continuación.

En el ciclo Brayton, cabe pensar que, para una misma temperatura de trabajo de la cámara de combustión, a medida que se aumenta la relación de compresión (parámetro característico y definido en el compresor), mejoraría el rendimiento del ciclo: se alcanzaría antes la temperatura de operación máxima aumentando la presión media de aportación del foco caliente y disminuiría la de cesión del foco frío, y por tanto mejoraría

el rendimiento de la turbina de gas. Sin embargo, el rendimiento del ciclo combinado disminuiría ya que esa reducción de la presión del foco frío iría asociada a una disminución de la temperatura de salida de los gases de escape, parámetro que debe ser lo mayor posible para conseguir un mayor aprovechamiento de la energía, o por lo menos superior al vapor del ciclo Rankine.

En el caso de las turbinas de vapor, los ciclos regenerativos incrementan el rendimiento del ciclo Rankine al disminuir la carga térmica de la caldera necesaria para aumentar la temperatura del agua procedente de la bomba de alimentación, ya que consiguen una mayor temperatura de aporte de calor. No obstante, en cuanto a los ciclos combinados, la realización de ciclos regenerativos no favorece a su rendimiento: si se eleva la temperatura máxima de operación del vapor, se corre el riesgo de que esta temperatura supere a la de los gases a la salida de la turbina de vapor en algún tramo, lo que conllevaría a una peor transferencia de calor entre ambos fluidos.

El empleo de desgasificadores es común en el ciclo Rankine de las centrales basadas en ciclos combinados: se trata de un intercambiador de calor que cumple tanto la función de tanque de alimentación de la caldera de recuperación como de eliminador de gases disueltos en el agua. Aprovecha la solubilidad inversa de los gases, según la cual, los gases son menos solubles en agua a altas temperaturas.

Cabe destacar que el uso de presiones supercríticas en los ciclos combinados favorece el rendimiento de la caldera de recuperación de calor ya que se conseguiría acercar la línea de aportación de energía del Brayton a la de absorción del Rankine. Este hecho posibilita la existencia de diferentes niveles de presión de los HRSG, tal y como se va a detallar en los siguientes apartados. Sin embargo, este aumento de las presiones de trabajo implica, tal y como se ha explicado, un mayor porcentaje de agua líquida en la mezcla líquido-vapor de las últimas ruedas de la turbina. El empleo de las presiones supercríticas conlleva a la introducción de ciertas modificaciones en el modelo del ciclo para evitar dicho contratiempo, como los ciclos con recalentamientos.

3.2 Rendimiento

Para definir la expresión del rendimiento del ciclo combinado, se va a determinar los balances de energía de ambos ciclos junto con el de la caldera de recuperación de calor.

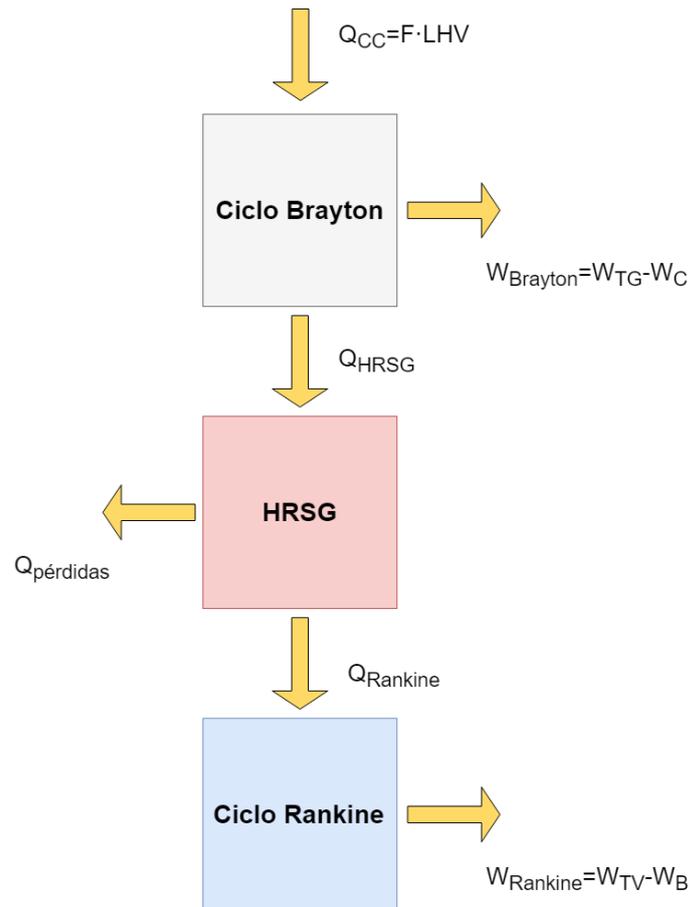


Figura 22. Esquema térmico de los diferentes flujos de energía característicos de un ciclo combinado. Elaboración del autor.

- Q_{CC} es el calor total aportado en forma de combustible en la cámara de combustión del ciclo Brayton.

- $W_{Brayton}$ es la potencia neta generada en el ciclo Brayton.

- Q_{HRSG} es el calor residual del ciclo Brayton.

$$Q_{HRSG} = Q_{CC} - W_{Brayton}$$

- $Q_{pérdidas}$ es el calor perdido en el acoplamiento térmico de los ciclos Brayton y Rankine, es decir, es la energía restante de Q_{HRSG} que no se aprovecha.

- $Q_{Rankine}$ es el calor transferido de los gases de escape al vapor de agua del ciclo Rankine.

$$Q_{HRSG} = Q_{Rankine} + Q_{pérdidas}$$

- $W_{Rankine}$ es la potencia neta generada en el ciclo Rankine.

A continuación, definimos los rendimientos de los tres conjuntos principales:

-La expresión del rendimiento del ciclo Brayton:

$$\eta_{Brayton} = \frac{W_{Brayton}}{Q_{CC}}$$

-El “rendimiento” del HRSG:

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{Rankine}}{Q_{HRSG}}$$

Tal y como se puede observar, se ha definido el rendimiento de la caldera de recuperación de calor, η_{HRSG} , como la energía transferida por parte de los gases al vapor de agua respecto el calor residual procedente del ciclo Brayton; determina lo eficiente que es el acoplamiento térmico entre los ciclos de gas y vapor.

Cabe destacar que este rendimiento no corresponde al rendimiento típico de una caldera de recuperación de calor operando como un intercambiador de calor: en ese caso, el rendimiento mide la energía que aprovecha el vapor de agua respecto al total que pueden transferir los gases. En nuestro estudio, se ha considerado que la energía de los gases de escape se transfiere en su totalidad al agua y, por tanto, este rendimiento es igual a la unidad.

Por tanto, de ahora en adelante, cuando se refiera al rendimiento del HRSG, se referirá al rendimiento en cuanto al acoplamiento térmico entre ciclos.

-El rendimiento del ciclo Rankine:

$$\eta_{Rankine} = \frac{W_{Rankine}}{Q_{Rankine}}$$

La expresión propuesta para el rendimiento del ciclo combinado está definida en función de los rendimientos declarados. El rendimiento del ciclo combinado relaciona las potencias netas generada en ambos ciclos, es decir, la correspondiente a la suma de las turbinas menos la correspondiente al consumo de los compresores y bombas, con respecto al calor total que se aporta en el ciclo combinado.

$$\eta_{Combinado} = \frac{W_{Brayton} + W_{Rankine}}{Q_{CC}} = \frac{W_{Brayton}}{Q_{CC}} + \frac{W_{Rankine}}{Q_{CC}} \rightarrow$$
$$\rightarrow \eta_{Combinado} = \eta_{Brayton} + \frac{W_{Rankine}}{Q_{Rankine}} \frac{Q_{Rankine}}{Q_{CC}} = \eta_{Brayton} + \eta_{Rankine} \frac{Q_{Rankine}}{Q_{CC}}$$

Definiendo el calor procedente del HRSG aportado al ciclo Rankine, $Q_{Rankine}$, y el calor total aportado en forma de combustible en el ciclo Brayton, Q_{CC} , en función del rendimiento de la caldera de recuperación.

$$\frac{Q_{Rankine}}{Q_{CC}} = \frac{Q_{Rankine}}{Q_{HRSG}} \frac{Q_{HRSG}}{Q_{CC}} = \eta_{HRSG} \frac{Q_{HRSG}}{Q_{CC}}$$

El rendimiento del ciclo combinado quedaría como:

$$\eta_{Combinado} = \eta_{Brayton} + \eta_{Rankine} \eta_{HRSG} \frac{Q_{HRSG}}{Q_{CC}}$$

Definiendo el calor residual del ciclo Brayton, Q_{HRSG} , y el calor total introducido en forma de combustible, Q_{CC} , según el rendimiento del ciclo Brayton.

$$\frac{Q_{HRSG}}{Q_{CC}} = \frac{Q_{CC} - W_{Brayton}}{Q_{CC}} = 1 - \eta_{Brayton}$$

La expresión final del rendimiento del ciclo combinado en función de los rendimientos del ciclo de vapor, de gas y de la caldera de recuperación de calor sería:

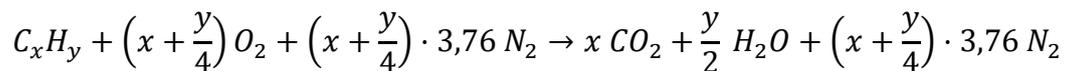
$$\eta_{Combinado} = \eta_{Brayton} + \eta_{Rankine} \eta_{HRSG} (1 - \eta_{Brayton})$$

A partir de esta definición, se observa la importancia que tiene un correcto diseño del HRSG: la eficiente recuperación de calor y el correcto acoplamiento térmico entre ambos ciclos es fundamental a la hora de cuantificar la eficiencia del ciclo combinado. No solo se debe valer de los máximos rendimientos que pueden alcanzar cada ciclo por separado: el rendimiento global también depende del rendimiento de la caldera de recuperación de calor.

3.3 Relación aire/combustible

A continuación, se ha calculado la relación mínima de cantidad de combustible y aire que debe haber para llevar el proceso de combustión descrito en las centrales de ciclo combinado. Esta relación comúnmente se le conoce como dosado de la mezcla.

La ecuación estequiometría que rige un proceso de combustión se muestra a continuación:



Se ha considerado que el gas natural está compuesto en su totalidad por metano.

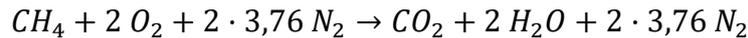
-Combustible: Gas natural, CH_4 .

-Comburente: Aire, 79 %_v de N₂ y 21 %_v de O₂.

Sabiendo que la relación entre el porcentaje de volumen que ocupa el nitrógeno y el oxígeno con respecto al aire es:

$$\left(\frac{N_2}{O_2}\right)_{\%V} = \frac{79\%}{21\%} = 3,76$$

La reacción de combustión queda:



Observamos que para que se produzca la combustión de 1 volumen de CH₄, es necesario 2 volúmenes de O₂ y 7,52 volúmenes de N₂. Por tanto, la relación aire/combustible mínima necesaria para que se lleve a cabo el proceso de combustión (en porcentaje volumétrico) es de:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{\%V,min} = \frac{2 + 2 \cdot 3,76}{1} = 9,52$$

Expresamos la relación aire/combustible en masas sabiendo que:

$$n^{\circ} \text{ de moles} = \frac{\text{Masa (kg)}}{\text{Peso Molecular (uma)}} \rightarrow$$
$$\rightarrow \left(\frac{A}{F}\right)_{masa,min} = \left(\frac{A}{F}\right)_{\%V,min} \cdot \frac{PM_{aire}}{PM_{combustible}} = 9,52 \cdot \frac{0,79 \cdot 2 \cdot 14 + 0,21 \cdot 2 \cdot 16}{16} \rightarrow$$
$$\rightarrow \left(\frac{A}{F}\right)_{masa,min} = 17,16$$

Por tanto, para quemar 1kg de metano será necesario inyectar como mínimo 17,16 kg de aire. En las centrales de ciclo combinado, la relación aire/combustible es mucho más elevada: la combustión en la cámara de combustión es siempre completa.

3.4 Caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación de calor es el elemento diferencial de las centrales térmicas basadas en los ciclos combinados. Se trata de un intercambiador de calor que aprovecha la energía residual que presentan los gases de escape de un ciclo Brayton para transferirla al ciclo de vapor. Esta energía, tratada dentro del HRSG, se transfiere por convección al agua del ciclo Rankine con el fin de generar vapor.

3.4.1 Componentes principales

A continuación, se describen los componentes básicos que consta una caldera de recuperación de calor convencional.

-Desaireador o desgasificador: intercambiador de calor que sirve como tanque de alimentación de agua y cuya función principal consiste en eliminar los gases disueltos presentes en el fluido. Como ya se ha explicado en anteriores apartados, el desgasificador aprovecha la solubilidad inversa de los gases para eliminar los gases que contenga el agua.

-Economizador: intercambiador de calor que se encarga del precalentamiento del agua de alimentación hasta una temperatura próxima a la de saturación y que se envía al calderín. Es el intercambiador que opera a menor temperatura.

-Calderín: es un depósito que se encarga de la separación de agua líquida saturada y de vapor saturado. El agua líquida, en condiciones de saturación, le llega del economizador. La generación de vapor saturado se realiza en el evaporador, que conecta la zona del calderín en la que se encuentra el agua líquida saturada con la que se concentra el vapor saturado. El vapor saturado se envía al sobrecalentador.

-Evaporador: intercambiador de calor que se encarga de evaporar el líquido saturado que llega del economizador. La circulación del fluido puede llevarse a cabo mediante circulación forzada por medio de una bomba o de forma natural mediante el efecto de termosifón (los fluidos tienden a dilatarse cuando se calientan, disminuyendo su densidad, de forma que ascienden).

-Sobrecalentador: intercambiador de calor encargado de incrementar la temperatura del vapor procedente del calderín que previamente ha sido evaporado hasta cierta temperatura (dependerá del tipo de HRSG que se emplee), con el objetivo de incrementar el título de vapor del fluido en las últimas etapas de la turbina de vapor y así no deteriorar la aerodinámica de las alabes presentes en esa zona y de aumentar la potencia generada de la turbina y el rendimiento del ciclo.

-Bombas: se sitúan en los evaporadores (si se trata de sistema basado en circulación forzada) y en las interconexiones entre los diferentes niveles de presión que posee la caldera de recuperación para incrementar la presión de vapor en cada zona.

-Chimenea: regula la salida de los gases de escape a la atmósfera. Los gases después de atravesar el HRSG salen a presión atmosférica y presentan una temperatura que no condiciona ni implica un impacto negativo sobre el medio ambiente.

3.4.2 Parámetros característicos

En la caldera de recuperación de calor se lleva a cabo el acoplamiento térmico de los ciclos de gas y vapor que permite establecer el modelo de ciclo combinado: en ella se da lugar la transferencia de energía entre los gases de escape y el agua-vapor.

Las líneas de cesión y absorción de calor correspondiente a los gases del ciclo Brayton y del ciclo Rankine se suelen representar en un diagrama en el que se detalla el balance de energía en las distintas zonas del HRSG.

A continuación, se muestra un diagrama de un HRSG de un nivel de presión como ejemplo para ilustrar su funcionamiento.

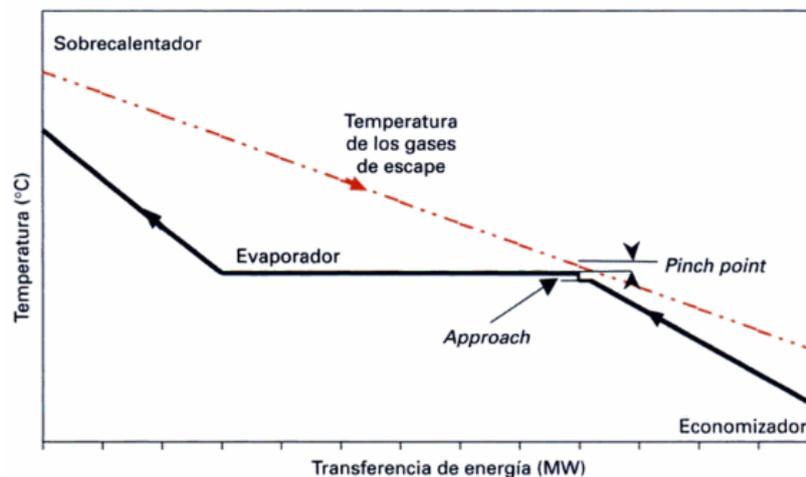


Figura 23. Diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape del ciclo Brayton y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor de un nivel de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

Se puede observar como la temperatura de los gases va disminuyendo a medida que la del agua aumenta. En el sobrecalentador, la temperatura del agua aumenta desde la temperatura de saturación característica (determinada por la presión que presente el vapor en esa zona) hasta la máxima de operación de ciclo Rankine (a la salida del sobrecalentador), conforme la temperatura de los gases disminuye. En el evaporador se produce el cambio de fase del agua líquida saturada a vapor saturado, permaneciendo constante su temperatura a medida que recibe la energía de los gases y la temperatura de

estos disminuye. En el sobrecalentador, los gases ceden calor al agua de alimentación hasta alcanzar una temperatura cercana a la de saturación.

Dentro del análisis de los ciclos combinados, existen dos parámetros de estudio que rigen el comportamiento termodinámico de la caldera de recuperación de calor que, junto a la presión y temperatura de vapor y otros factores, serán datos clave en cuanto al análisis de sensibilidad de estos ciclos.

-Pinch Point ó punto de pellizco: mide la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida de evaporador y la temperatura del vapor en esa misma zona, es decir, la temperatura de saturación. Suele tomar como valores óptimos entre 5 °C y 10 °C. Hay tantos Pinch Points como número de evaporadores o calderines. El número de evaporadores o calderines viene dado en función del número de niveles de presión con los que opere el HRSG.

A medida que el Pinch Point toma valores menores, se genera una mayor cantidad de vapor debido al acercamiento de las líneas de cesión y absorción de los gases y del vapor: la transferencia de calor será más eficiente y existirán menos pérdidas de energía del HRSG. Sin embargo, los costes de fabricación aumentan debido a la necesidad de ampliar la superficie total de intercambio de calor para afrontar así el incremento de calor transferido.

-Approach temperatura ó temperatura de acercamiento: evalúa la diferencia de temperaturas de vapor entre la de saturación alcanzada en el evaporador y/o calderín y la de final del economizador. Se define para evitar la posible evaporación del agua en los tubos del economizador. Conforme se toman menores valores de approach temperatura, se encarecen los costes de la instalación: existe un mayor aprovechamiento de calor, lo que obliga a la construcción de una mayor superficie de intercambio.

3.4.3 Calderas con o sin postcombustión

A continuación, se detalla el tipo de caldera de recuperación de calor según si presentan o no postcombustión:

-Las calderas sin postcombustión son el tipo de HRSG más empleado. Básicamente consiste en un intercambiador de calor entre los gases de escape y el agua líquida-vapor. Su funcionamiento es el mismo que el detallado.

-Las calderas con postcombustión aprovechan el alto contenido en oxígeno de los gases a la salida de la turbina de gas para llevar a cabo otro proceso de combustión suplementaria (aparte del principal en la cámara de combustión). Se instalan quemadores en el conducto de los gases de escape.

Desde un punto de vista termodinámica, las calderas con postcombustión se diferencian de las de sin postcombustión en que no todo el calor del ciclo combinado se aporta desde el circuito de alta, es decir, desde el Brayton.

El empleo de este tipo de calderas es común cuando se requieren picos de potencia en un corto periodo de tiempo.

3.4.4 Clasificación según el número de niveles de presión

El ciclo combinado gas-vapor se caracteriza por su elevado rendimiento energético y por la gran cantidad de potencia neta capaz de generar en comparación con el resto de ciclos de potencia clásicos. Un correcto planteamiento en cuanto al diseño de la caldera de recuperación de calor parece ser un requisito primordial a la hora de definir el rendimiento del ciclo global.

Es por esto que, con el objetivo de reducir las pérdidas de calor que se producen en el acoplamiento térmicos de los ciclos de gas y vapor, el proceso de formación de vapor dentro del HRSG puede llevarse a cabo en varios niveles de presión: uno, dos o tres niveles de presión, con o sin recalentamiento, comprenden un amplio rango de alternativas en cuanto a la estructura que puede presentar la caldera de recuperación de calor, incurriendo en un mayor coste de la instalación conforme aumentamos el número de niveles de presión.

3.4.4.1 Ciclo combinado con un nivel de presión

El ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión es el ciclo combinado más elemental.

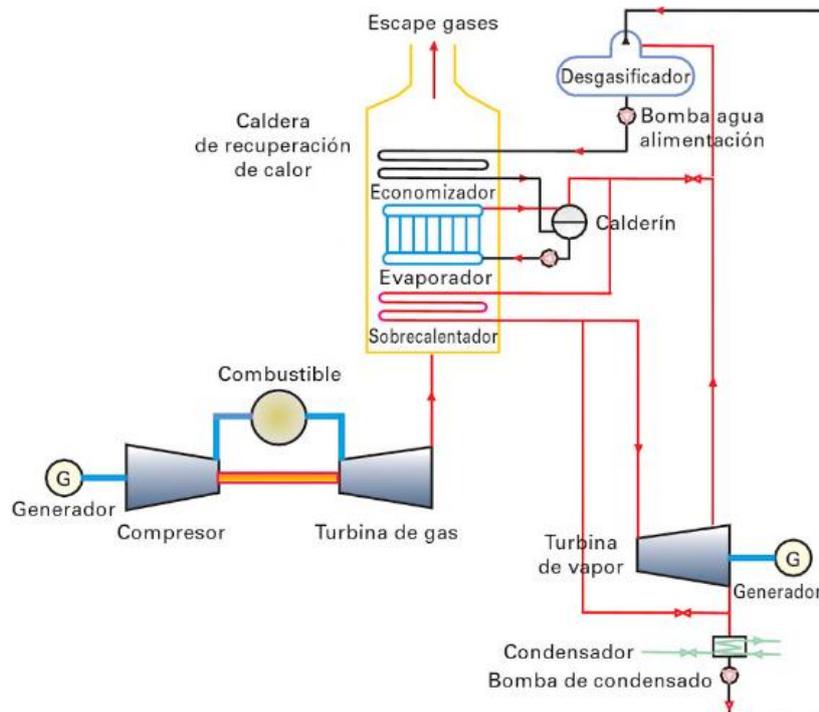


Figura 24. Esquema de ciclo combinado con caldera de recuperación de calor de un nivel de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

El aire entra a presión y temperatura ambiente en el compresor, viéndose incrementada su presión y temperatura. Tras el compresor, el aire entra en la cámara de combustión: es aquí donde se lleva a cabo el proceso de combustión entre el aire procedente del compresor y el combustible, dónde se libera calor a los productos formados tras la ignición. Estos gases se introducen en la turbina de gas, donde se expanden hasta una presión cercana a la presión atmosférica.

Una vez completado el ciclo Brayton, los gases de escape o salida de la turbina de gas se dirigen a la caldera de recuperación de calor. En ella, se produce el intercambio de calor entre los gases y el agua líquida-vapor. El HRSG funciona, tal y como ya se ha explicado, como un generador de vapor que aprovecha la energía residual de los gases de escape del Brayton para cambiar de fase al agua. Una vez que los gases han recorrido todas las etapas de la caldera de recuperación, salen a una temperatura (su valor depende de las condiciones del vapor en el HRSG) que evita posibles alteraciones, desordenes y perjuicios al medio ambiente.

El vapor generador en la caldera de recuperación de calor atraviesa el resto de componentes propios del ciclo Rankine: el vapor a la salida del HRSG se expande en la turbina de vapor hasta la presión del condensador. El condensador actúa como un sistema de refrigeración en el que el vapor procedente de la turbina se condensa mediante la

circulación de un fluido de refrigeración (agua o aire de las torres de refrigeración). El agua, una vez condensada se dirige a una bomba, que aumenta su presión para introducirla de nuevo en el HRSG y así completar de nuevo el ciclo.

Los parámetros característicos a tener en cuenta para el diseño y análisis de una central de ciclo combinado son los siguientes:

-Presión y temperatura de vapor.

La máxima presión y temperatura de vapor se consigue entre la salida de la caldera de recuperación y la entrada de la turbina de vapor.

La máxima presión de vapor para un ciclo de un nivel de presión se selecciona de tal forma que se obtenga la máxima producción de energía en la turbina. Se tomará una presión lo suficientemente elevada como para evitar deficientes rendimientos en los equipos debidos a la baja densidad del vapor, y teniendo en cuenta que, a medida que aumenta esta presión, se genera menos vapor: el aumento de la presión de vapor implica un aumento de la temperatura de vaporización y por tanto la posibilidad de que el agua líquida no la alcance y no se evapore, lo que concluiría con una ineficaz transferencia de calor en el HRSG.

La temperatura de vapor máxima se fija lo más alta posible para obtener la máxima expansión en la turbina y, por tanto, la máxima producción de trabajo. Aunque se aumente la temperatura de vapor y, al igual que para la presión, disminuya la cantidad de vapor generado, este hecho supone una reducción insignificante de la potencia y rendimiento de la central: prevalece el incremento de diferencia de entalpías en la turbina sobre la reducción de vapor generado que implica este aumento.

-Pinch Point.

Valores óptimos de Pinch Point que se suelen emplear para el diseño de una caldera de recuperación de 1 nivel de presión están comprendidos entre los 5 y 10°C.

-Approach temperatura.

Se suelen tomar valores de approach temperatura en torno a los 5-10°C para este tipo de centrales.

-Caídas de presión.

En las diferentes etapas del HRSG de 1 nivel de presión, existen pérdidas de carga de agua líquida-vapor, correspondientes al conjunto y sobre todo al economizador, donde el agua entra en estado líquido procedente del condensador.

3.4.4.2 Ciclos combinados con dos niveles de presión

El objetivo de introducir más niveles de presión en la caldera de recuperación de calor es conseguir un acoplamiento térmico entre los ciclos Brayton y Rankine más eficiente. A continuación, se muestra un esquema de un ciclo combinado de dos niveles de presión.

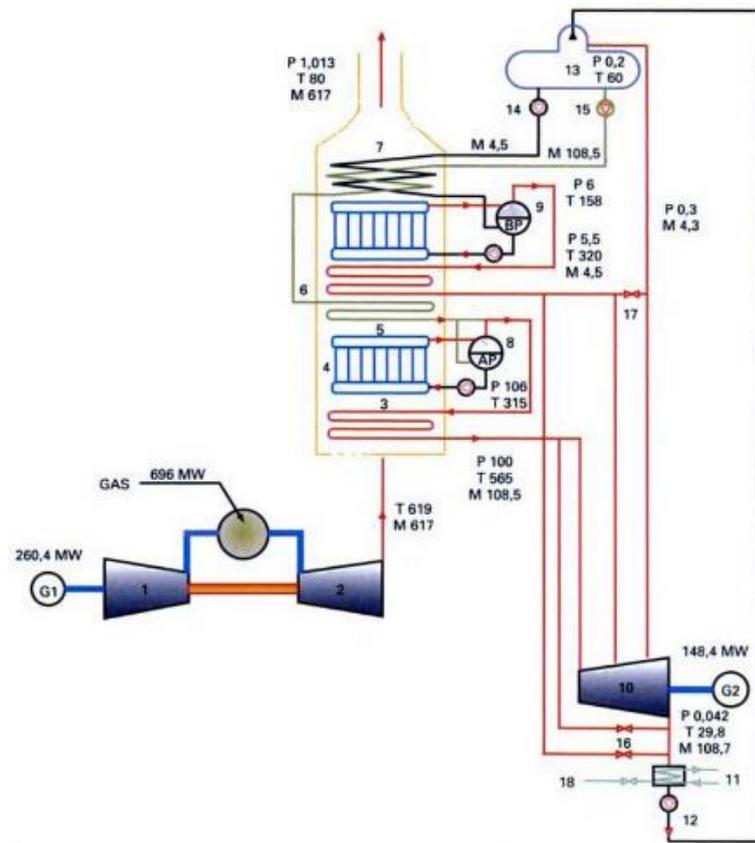


Figura 25. Esquema de ciclo combinado con caldera de recuperación de calor de dos niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

Se observa cómo el funcionamiento de los ciclos de altas y bajas presiones y temperaturas, Brayton y Rankine, es igual que el del ciclo de un nivel de presión: se introduce aire a presión y temperatura atmosférica en un compresor que eleva su presión para llevarlo a una cámara de combustión en donde se quemará, alcanzando los productos gaseosos elevadas temperaturas para finalmente expandirlos, obtener potencia de la turbina y llevarlos al HRSG, donde se aprovechará su energía para proceder a la generación de vapor. Este vapor se expandirá en la turbina para obtener potencia y completará el ciclo Rankine, pasando por el condensador y la bomba de alimentación.

La caldera de recuperación consta de dos niveles de presión en los que opera el vapor y los gases. Cada uno de los niveles tiene un economizador, un evaporador, un calderín y un sobrecalentador.

El agua líquida entra en el nivel de presión más bajo por el economizador. A la salida alcanza una temperatura cercana a la de saturación y se introduce en el calderín. Aquí se separa el agua en su estado líquido y gaseoso. El vapor generado recorre el sobrecalentador y se expande en la turbina.

Parte del agua líquida circula cíclicamente por el evaporador. El resto se dirige al siguiente nivel, entrando por el economizador de alta mediante el impulso de una bomba que incrementa su presión hasta la establecida para el segundo nivel de presión hasta el calderín, donde de nuevo se separa el agua líquida (que recircula por el evaporador) y el vapor generado, que irá al sobrecalentador de alta para expandirse en la turbina.

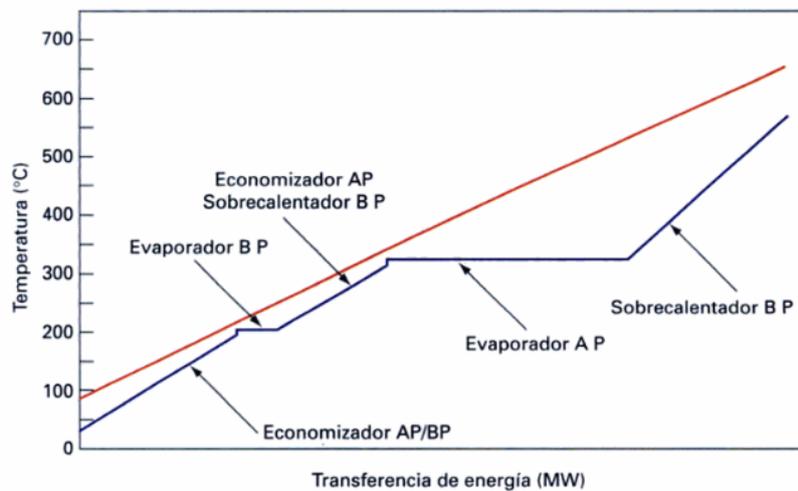


Figura 26. Diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape del ciclo Brayton y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor de dos niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

Al igual que para los HRSG de un nivel de presión, los parámetros a tener en cuenta en el estudio de las centrales de ciclo combinado de 2 niveles de presión son los siguientes:

- Presión y temperatura de vapor.

El agua líquida-vapor opera en dos niveles de presión: una presión del circuito de alta y otra del circuito de baja.

En el nivel de alta presión, las características y condiciones que se consideran a la hora de escoger un valor de presión determinado serán las mismas que se tienen en cuenta en el estudio de un HRSG de un nivel de presión: se selecciona una presión que garantice la máxima diferencia entálpica entre la salida y la entrada

en la turbina de vapor y que respete los criterios ya mencionados acerca del título de vapor y presión del condensador mínima.

En el nivel de baja presión, se elige una presión de operación relativamente baja en comparación con la de alta, con la intención de conseguir el máximo aprovechamiento de calor de los gases que ya han atravesado el nivel de presión de alta y se encuentran a menor temperatura. Con esto, aunque el salto entálpico no es tan pronunciado, se obtiene una mejora significativa del rendimiento de la caldera de recuperación de calor y del ciclo combinado.

A la hora de elegir una temperatura de vapor máxima en los HRSG de un nivel de presión, debe establecerse un valor que medie por conseguir la máxima potencia alcanzada y a su vez tenga en cuenta la cantidad de vapor generado. Sin embargo, la principal ventaja de los ciclos combinados con caldera de recuperación de más de un nivel de presión es la generación de vapor “adicional” que éstas presentan.

En los HRSG de dos niveles de presión, si se establece el valor máximo admisible de temperatura de vapor máxima del nivel de alta presión (la temperatura de vapor en la entrada de la turbina de vapor del nivel de alta), la consecuente menor producción de vapor se verá compensada por el evaporador de baja presión. El incremento en la temperatura de vapor del nivel de baja presión aumentará de forma poco significativa la potencia de la turbina ya que aquí la temperatura de vapor se comporta como en los HRSG de 1 nivel de presión: se produce más potencia porque el salto entálpico supera a la reducción de trabajo por la menor generación de vapor.

-Pinch Point.

Valores óptimos de Pinch Point que se suelen emplear para el diseño de una caldera de recuperación de dos niveles de presión están comprendidos entre los 5 y 10°C.

Al existir dos evaporadores, uno de alta y otro de baja, se definen dos Pinch Points en este tipo de calderas. Cabe destacar que el valor que toma el Pinch Point en el nivel de alta no influye en gran medida en el rendimiento de la central, ya que una posible ineficiente transferencia de calor entre los gases y el vapor se ve recuperada por el nivel de baja. Se suelen establecer valores para el nivel de alta entre los 10 y 20°C, y para el nivel de baja algo superiores.

-Approach temperatura.

Con el fin de evitar condensación y corrosión en los tubos que conforman el economizador, se suelen tomar valores de approach temperatura en torno a los 5 y 8°C para este tipo de centrales.

3.4.4.3 Ciclos combinados con tres niveles de presión

Al igual que las calderas de recuperación de calor de dos niveles de presión, las de tres niveles de presión buscan un aprovechamiento aún mayor del calor residual de los gases de escape del ciclo Brayton,

Estos ciclos presentan diferencias mínimas de rendimientos en cuanto al acoplamiento térmico de los ciclos Rankine y Brayton con el HRSG y de potencia generada con respecto a los de dos niveles de presión. Por esto, es muy poco frecuente la instalación de este tipo de centrales.

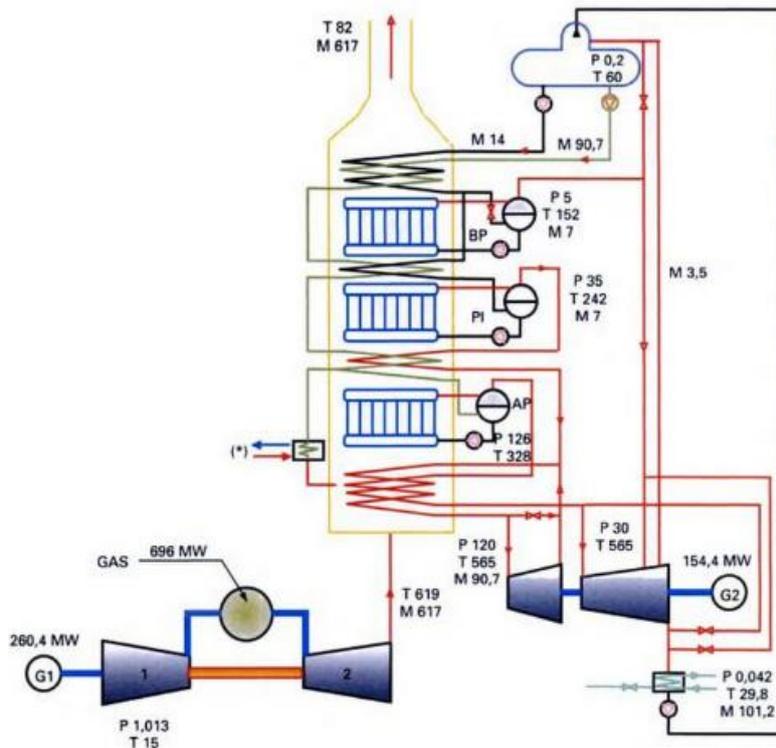


Figura 27. Esquema de ciclo combinado con caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

El ciclo de gas y de vapor es el mismo que el explicado en los ciclos combinados con HRSG de uno y dos niveles de presión.

Un HRSG de tres niveles de presión consta de tres subconjuntos economizador-evaporador-sobrecalentador, con sus tres respectivos calderines.

El agua impulsada por la bomba de alimentación se calienta en el economizador de baja presión hasta una temperatura próxima a la de saturación. Como ya se ha explicado, estableciendo la denominada approach temperatura evitamos el riesgo de evaporación y corrosión del final de los tubos del economizador. En el calderín, se separa el agua en sus dos fases. Parte del agua líquida recirculará en el evaporador de baja para generar vapor. Este vapor formado será enviado al sobrecalentador de baja para posteriormente expandirse en la turbina.

El resto del agua líquida se impulsa por una bomba de alimentación al siguiente nivel de presión para realizar el mismo proceso: parte de este restante se evaporará y sobrecalentará e irá a la turbina de vapor, y el resto será enviado al economizador del nivel de alta presión por medio de una bomba.

En el nivel de alta presión, toda el agua líquida procedente del nivel de presión intermedia se evaporará para finalmente sobrecalentarlo, estableciéndose así las condiciones máximas de temperatura y presión de vapor antes de entrar a la turbina de vapor.

El vapor de agua, una vez expandido, se condensa para ser de nuevo introducido en el economizador del nivel de presión baja del HRSG mediante el bombeo de la bomba de alimentación, cerrando de esta forma el ciclo termodinámico.

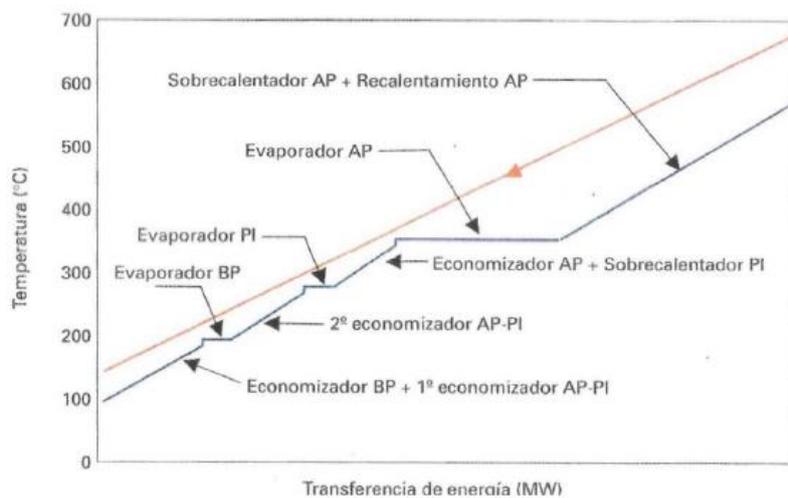


Figura 28. Diagrama de transferencia de energía entre los gases de escape del ciclo Brayton y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor de tres niveles de presión. Fuente: 'Centrales térmicas de ciclo combinado' [6].

Tal y como se ha descrito en el resto de calderas de recuperación de calor, los parámetros más importantes a tener en cuenta para un diseño óptimo del HRSG de tres niveles de presión son los siguientes.

- Presión y temperatura de vapor.

Al introducir un nivel de presión adicional, el análisis termodinámico de la instalación es mucho más complejo. En primer lugar, a diferencia de las calderas de recuperación con uno y dos niveles de presión, la relación que media entre la optimización del salto entálpico que se produce en la expansión del vapor y la disminución de vapor generado no es lineal. Para el nivel de baja presión, el empleo de presiones relativamente bajas genera que la potencia producida en la turbina de vapor sea superior a las pérdidas que se alcanzan debidas a la reducción de vapor generado, tal y como ocurre en los HRSG's de uno y dos niveles de presión. Pero para presiones demasiado altas, la falta de vapor generado provoca una disminución neta de energía mayor a la de la potencia de la turbina.

Por tanto, para las calderas de recuperación de tres niveles de presión se deben establecer presiones de operación que supongan un equilibrio entre la máxima producción de potencia generada y el mínimo coste reflejado en la construcción de la superficie de intercambio de calor de la caldera y, por tanto, del ciclo.

En cuanto a las temperaturas de vapor en los diferentes niveles de presión, aumentar la de los niveles de alta e intermedia implica mejoras importantes en el rendimiento de la caldera. La variación de la temperatura del nivel de baja no influye apenas en la potencia generada.

-Pinch Point.

Al constar de tres calderines y tres evaporadores, este tipo de calderas están sujetas a tres Pinch Points. Aunque los valores que suelen tomar rondan entre los 10 y 20°C, el Pinch Point de alta no tienen un efecto tan acusado en el rendimiento térmico del ciclo ya que la energía que no se emplea en este nivel se recupera en el nivel de presión intermedia y baja.

-Approach temperatura.

Basándose en las consideraciones utilizadas para los HRSG de uno y dos niveles, se establecen valores óptimos de approach temperatura en torno a los 5 y 10°C.

-Caída de presión.

Se suelen caracterizar pérdidas de carga en este tipo de calderas en torno a los 5 bar de presión.

4. Simulación numérica

4.1 Presentación del proyecto

El objetivo del presente proyecto consiste en analizar y estudiar el funcionamiento de las centrales basadas en ciclos combinados, tanto los principios físicos que rigen el conjunto de procesos termodinámicos que intervienen como los rangos de valores típicos y relaciones de los diferentes parámetros característicos de operación que lo gobiernan y con los que se trabaja comúnmente en estas centrales.

Se llevará a cabo la simulación de dos ciclos combinados: uno con una caldera de recuperación de calor de un nivel de presión y otro con una de dos niveles de presión.

En primer lugar, se expondrán las hipótesis de trabajo que han sido consideradas para cada ciclo. Después, se plantean y formulan los pasos que se han seguido durante el desarrollo del código de simulación: se describe el procedimiento de cálculo de los diferentes puntos y estados termodinámicos de los fluidos de trabajo, pasando por cada uno de los componentes que conforman el ciclo. En el análisis de sensibilidad se tratará cada uno de los parámetros característicos que, a juicio del autor, inciden en mayor grado en el funcionamiento de este tipo de centrales. Por último, se buscará la máxima optimización en términos de rendimiento energético y producción de potencia de los resultados obtenidos, para observar cómo influye el hecho de introducir un nivel de presión adicional en el HRSG.

4.2 Herramientas de programación empleadas

A continuación, se describen las herramientas de programación probadas para la simulación de los ciclos combinados y se determina cuáles han sido los softwares empleados finalmente para el análisis de los ciclos.

-Thermoflow – GT Pro.

Thermoflow es el desarrollador líder de software en ingeniería térmica para las industrias de energía y cogeneración. Permite crear y simular plantas de energía en cuestión de minutos a partir de una amplia base de datos integrada. El paquete especializado en el análisis de ciclos combinados es el GT Pro.

Es capaz de crear y definir automáticamente las configuraciones y parámetros técnicos correspondientes a la central y que se ajusten a los criterios que precise

el usuario. Además de crear diseños preliminares físicos detallados para todos los componentes que formen el ciclo, realiza estimaciones preliminares de costes y mano de obra con desgloses detallados para todo el proyecto. Es un software que posibilita el diseño de plantas útiles y prácticas para usuarios de todos los niveles de experiencia.

Sin embargo, la licencia de uso no es gratuita y la única herramienta que ofrece Thermoflow a coste cero es una demo. El principal inconveniente es que la demo está completamente limitada: ciertos parámetros característicos del ciclo, así como componentes de la planta están restringidos, lo que hace imposible realizar un estudio exhaustivo del ciclo y/o un análisis de sensibilidad.

-CyclePad.

CyclePad es un software que permite construir una gran variedad de ciclos termodinámicos. En función de los datos de partida que se introduzcan, el programa es capaz de calcular las propiedades y estados termodinámicos en los puntos críticos del ciclo. Utiliza una interfaz sencilla para el usuario basada en el uso del diagrama de bloques.

CyclePad se ha convertido en una de las herramientas de simulación de ciclos termodinámicos más usadas por su licencia gratuita, lo que lo hace su mayor valor a la hora de escoger entre otros softwares.

No obstante, la principal desventaja de este programa en comparación con otros radica en su corto alcance para el desarrollo y estudio de ciclos de mayor complejidad: es una herramienta ideal para dar a entender los fundamentos básicos que rigen los ciclos, dirigida a un público poco especializado, y que sirve como primera toma de contacto con programas de diseño de centrales termodinámicas.

-Matlab.

Matlab es una de las herramientas de software matemático más utilizadas por ingenieros y científicos. Es un entorno de cálculo técnico de altas prestaciones para el cálculo numérico, desarrollo de algoritmos, etc.

-FluidProp

FluidProp es una biblioteca que recoge una gran variedad de datos y propiedades termodinámicas. Estas librerías pueden ser llamadas desde programas

compatibles con FluidProp, como es el caso de Matlab o Excel. La gran ventaja de FluidProp frente a otros softwares es su sencillez y versatilidad.

Matlab es el programa ideal para trabajar en este proyecto ya que es el que ofrece una mayor flexibilidad a la hora de realizar un análisis de sensibilidad. Una vez que se ha desarrollado el código, la diferencia que existe entre Matlab y el resto de softwares mencionados es su fácil y rápido tratamiento de datos y resultados, lo que contribuye en gran medida al objetivo principal del proyecto: analizar los resultados obtenidos en función de los valores de las variables y parámetros que se elijan.

Mediante FluidProp, se han calculado las propiedades del agua en las diferentes etapas del ciclo Rankine y en la caldera de recuperación basándonos en el postulado de estado. Este software te devuelve el valor de la propiedad que se especifique introduciendo dos propiedades termodinámicas del fluido.

Por tanto, Matlab, junto con FluidProp, serán las herramientas de programación con las que se llevará a cabo las simulaciones de los ciclos combinados de uno y dos niveles de presión.

4.3 Hipótesis de diseño

Se han establecido las siguientes hipótesis termodinámicas para la simulación de ambos ciclos. Estas hipótesis están basadas en las consideraciones termodinámicas de ‘Centrales Térmicas de Ciclo Combinado’ [4], y en los estudios de Thamir K.Ibrahim [12].

-Se han establecido como valores de presión y temperatura ambiente 15°C y 1 atm respectivamente.

-El aire introducido en el compresor del ciclo Brayton tiene valores de presión y temperatura ambiente.

-El combustible empleado en la cámara de combustión es gas natural formado exclusivamente por metano. La temperatura con la que entra a la cámara es de 25°C .

-Se ha tratado tanto al aire, como al combustible, como a los gases tras la combustión según el modelo de gas ideal caloríficamente perfecto (GICP).

Las propiedades de los gases están definidas según sus componentes a presión y temperatura ambiente. Se ha considerado que estas propiedades toman valores cercanos a los del aire, ya que estos gases se forman a partir de una cantidad de aire mucho mayor que de combustible.

- El poder calorífico del combustible es de 50047 kJ/kg
 - La temperatura de los gases quemados a la salida de la cámara de combustión es de 1400°C.
 - La relación de presión correspondiente al compresor es igual a 15.
 - Se ha considerado que el comportamiento termodinámico del agua líquida saturada (en las zonas de la salida del condensador y de la bomba) sigue el modelo de líquido ideal caloríficamente perfecto (LICP). Para conocer el resto de estados que adquiere el agua durante el ciclo, se ha hecho uso del software FluidProp.
 - La presión de los gases de escape a la salida de la turbina de gas es igual a la presión ambiente.
 - La máxima presión y temperatura de vapor en el ciclo de un nivel de presión (a la entrada de la turbina de vapor) puede tomar valores en torno a los 80-100 bar y 425-565 °C.
 - Para el ciclo de dos niveles de presión, estableceremos como presión del nivel de alta valores entre 80 y 100 bar y del nivel de baja entre 5 y 8 bar, y asignaremos a la temperatura de vapor de alta valores entre los 425 y 565°C y a la temperatura de vapor de baja valores entre 250 y 400°C.
 - Se establece como temperatura mínima para el Pinch Point de los conjuntos evaporador-calderín del código de un nivel presión de 5°C. Los Pinch Points mínimos para el código de dos niveles de presión tomarán valores de 10°C.
 - El mínimo título de vapor con el que se podrá operar a la salida de la turbina es del 82-84%.
 - Se ha considerado que el approach temperatura es un parámetro que no altera el diseño termodinámico de la caldera de recuperación de calor: el hecho de que se establezcan valores para esta variable se debe a recomendaciones meramente constructivas.
- Se ha estimado que el vapor de agua alcanzará la temperatura de saturación justo en el calderín, evitando así posibles evaporaciones en la zona que lo conecta con el economizador, ya que, para en un análisis exclusivamente termodinámico, solamente es necesario establecer los estados críticos de operación del fluido: se ha supuesto que el vapor justo a la salida del economizador no ha alcanzado la temperatura de cambio de fase, ésta se alcanza justo a la entrada del calderín.
- Se ha determinado como temperatura mínima de salida de los gases de escape de la caldera de recuperación de calor al exterior una temperatura de 90°C.

-Se han asignado los siguientes valores para los rendimientos isoentrópicos de los equipos que operan en ambos ciclos.

- El rendimiento isoentrópico del compresor del ciclo Brayton es del 89%.
- El rendimiento isoentrópico de la turbina de gas es del 91%.
- El rendimiento de las bombas de alimentación del ciclo Rankine tanto para el código correspondiente al HRSG de un nivel de presión como al de dos niveles de presión es del 85%.
- La eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor es del 90%.

-Se ha considerado que la cámara de combustión opera con un rendimiento del 99%.

-La temperatura a la que opera el condensador es de 15°C superior a la temperatura ambiente, correspondiéndole una presión de 0.04125 bar aproximadamente. Este es el mínimo valor de presión con el que opera el vapor de agua del ciclo Rankine.

-Se han considerado despreciables para el diseño del ciclo las pérdidas de carga en la cámara de combustión, en la caldera de recuperación de calor y en el condensador por parte de ambos fluidos de trabajo.

4.4 Declaración de las variables termodinámicas empleadas en el código

Para el desarrollo de los códigos, se ha determinado una nomenclatura para los gastos másicos de combustible y agua en función del gasto másico de aire con el objetivo de reducir el número de variables con las que se van a trabajar.

Una vez obtengamos los resultados de la simulación numérica, adecuaremos la central térmica en base a las exigencias termodinámicas que se impongan introduciendo más o menos gasto másico de aire: solo es necesario establecer las relaciones entre estos gastos de la forma más optimizada posible.

El análisis de sensibilidad tratará de ver cómo afectan a estos parámetros y a los resultados de la simulación determinadas modificaciones de las variables de operación más importantes.

Definimos F como un número adimensional que relaciona el gasto másico de combustible introducido en la cámara de combustión por unidad de gasto másico de aire. Comúnmente se le conoce como dosado de la mezcla.

$$F = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{aire}}$$

Definimos W como un número adimensional que especifica el gasto másico de agua-vapor necesario para el correcto funcionamiento del ciclo por unidad de gasto másico de aire.

$$W = \frac{\dot{m}_{agua}}{\dot{m}_{aire}}$$

El parámetro adimensional asociado al gasto másico del aire valdrá 1.

A continuación, se detallan el resto de variables, parámetros y propiedades con los que se ha trabajado durante el código de la caldera de recuperación de un nivel de presión y de la de dos niveles de presión:

Nomenclatura	Nomenclatura en el código	Definición	Unidades (SI)
\dot{m}	m	Gasto másico	kg/s
p	p	Presión	Pa
T	T	Temperatura	K
h	h	Entalpia específica	J/kg
s	s	Entropía específica	J/(kg K)
C_p	Cp	Calor específico a presión constante	J/(kg K)
C_v	Cv	Calor específico a volumen constante	J/(kg K)
γ	gamma	Coficiente de dilatación adiabática	-
LHV	LHV	Poder calorífico	J/kg
π	PR (pressure ratio)	Relación de compresión	-
η	eta	Rendimiento	-
PP	PP	Pinch Point	K

α	alpha	Parámetro diferenciador de los caudales de vapor en los niveles de alta y baja presión	-
\dot{Q}	Q	Potencia neta transferida por calor por unidad de gasto másico	W
\dot{W}	W	Potencia neta transferida por trabajo por unidad de gasto másico	W

Tabla 4. Nomenclatura empleada en el código de programación

A la hora de diferenciar las propiedades de los distintos fluidos de trabajo o los parámetros característicos de cada uno de los componentes del ciclo, se distinguirán con los siguientes subíndices:

Subíndice	Fluido de trabajo
a	Aire
f	Fuel (combustible)
g	Gases tras la combustión
w	Agua

Tabla 5. Subíndices empleados para los fluidos de trabajo

4.5 Diseño del ciclo combinado de un nivel de presión

A continuación, se muestra una imagen del ciclo combinado de un nivel de presión que se va a estudiar: en ella se diferencian y detallan los ciclos termodinámicos de gas y vapor, así como las partes que componen la caldera de recuperación de calor.

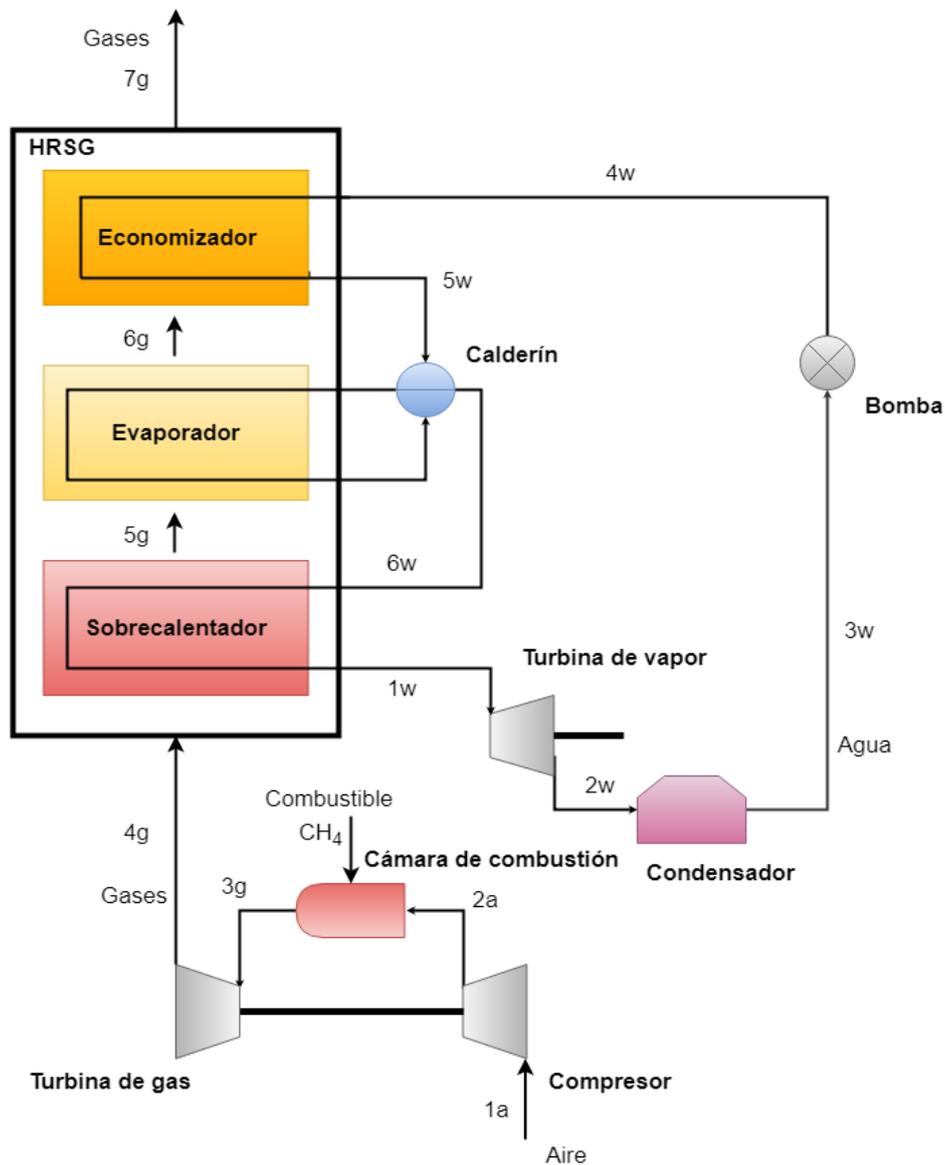


Figura 29. Esquema básico del ciclo combinado de un nivel de presión objeto de estudio. Elaboración del autor.

En el ciclo Brayton, se introduce aire en el compresor a presión y temperatura ambiente (1). Tras el compresor (2), el aire, al que se le ha incrementado su presión y temperatura, reacciona con el combustible llevándose a cabo la reacción de combustión dentro de la cámara. A la salida (3g), los productos se llevan a una turbina de gas con el objetivo de generar potencia. Los gases de escape se expanden hasta la presión ambiente (4g) y se introducen en la caldera de recuperación con el fin de aprovechar el calor residual que aún mantienen y llevarse a cabo el intercambio de calor entre los fluidos de trabajo de los ciclos.

En el ciclo Rankine, el agua condensada (3w) pasa por una bomba que lo impulsa hasta la caldera de recuperación (4w). El agua en el HRSG atravesará las etapas del

economizador, evaporador y sobrecalentador. En el economizador, el agua se calienta hasta una temperatura cercana a la temperatura de saturación (5w) para ser introducida en el calderín. El calderín separa las fases de vapor y líquido saturado: en el evaporador circulará el agua líquida para generar el vapor saturado (6w) que será sobrecalentado hasta las condiciones de operación máximas del ciclo (1w). A la salida del sobrecalentador, el vapor se expande en la turbina de vapor (2w) produciendo potencia y se lleva de nuevo al condensador, cerrándose de esta forma el ciclo termodinámico.

4.5.1 Procedimiento y desarrollo del código

El código de simulación se ha dividido en dos partes en las que se detallan específicamente las etapas termodinámicas de los fluidos de trabajo en cada ciclo.

La primera describe el funcionamiento del ciclo Brayton: desde el aire que se introduce en el compresor, pasando por la cámara de combustión hasta la salida de los gases de escape en la turbina de gas.

En la segunda parte se desarrolla el ciclo Rankine: desde la turbina de vapor, el condensador y la bomba de alimentación, pasando por cada uno de los subconjuntos de la caldera de recuperación de calor.

Por último, se establecen los balances de energía del vapor y de los gases para calcular la temperatura de éstos en cada etapa del HRSG; se calculan las variables termodinámicas oportunas para determinar la generación de potencia neta y rendimiento del conjunto total acorde a las hipótesis termodinámicas ya mencionadas.

4.5.2 Código del ciclo Brayton

Compresor

El código correspondiente al ciclo Brayton comienza con el cálculo de la presión y temperatura del aire a la salida del compresor: una vez fijada la relación de compresión, se calcula la presión a la salida sabiendo que el aire entra a presión ambiente y, conociendo la temperatura a la entrada, se puede hacer uso de la definición del rendimiento isoentrópico del compresor para calcular la temperatura del aire a la salida.

$$\pi = \frac{p_{2a}}{p_{1a}} \rightarrow p_{2a} = \pi p_{1a}$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_ideal}}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (T_{2ia} - T_{1a})}{\dot{m}_a c_{p_a} (T_{2a} - T_{1a})} = \frac{T_{2ia} - T_{1a}}{T_{2a} - T_{1a}} \rightarrow$$

$$\rightarrow T_{2a} = T_{1a} + \frac{T_{2ia} - T_{1a}}{\eta_c} = T_{1a} + \frac{\frac{T_{2ia}}{T_{1a}} - 1}{\eta_c} T_{1a} = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\frac{T_{2ia}}{T_{1a}} - 1 \right) \right]$$

Sabiendo que un gas que se comporta según el modelo de GICP se comprime isoentrópicamente según la expresión:

$$\frac{T_{2ia}}{T_{1a}} = \left(\frac{p_{2a}}{p_{1a}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} = (\pi)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}}$$

Entonces la temperatura del aire a la salida del compresor se calcula como:

$$T_{2a} = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\left(\frac{p_{2a}}{p_{1a}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right] = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left((\pi)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right]$$

La potencia consumida por el compresor por unidad de gasto másico de aire se define como:

$$\dot{W}_c = C_{p_a} (T_{2a} - T_{1a})$$

Cámara de combustión

Se establece el balance de masa al que está sujeto la cámara de combustión según la nomenclatura de gastos másicos propuesta y se define el gasto másico de los gases tras la combustión por unidad de gasto másico de aire como:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_{productos} = \dot{m}_g$$

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \rightarrow \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} = 1 + F$$

A la hora de calcular el calor generado en la cámara de combustión, se ha tenido en cuenta el calor aportado por los gases (tras el quemado) y la energía del aire y del combustible a la entrada. En un principio se había meditado despreciar el calor aportado por el combustible ya que, en comparación con el del aire y los gases, es mucho menor: el dosado de la mezcla que combustiona en la cámara suele tomar valores muy pequeños, el gasto másico de combustible que se introduce es mucho menor que el del aire. Sin embargo, con el fin de arrojar resultados más próximos a la realidad, se ha incluido este aporte de calor al balance de energía de la cámara.

Para calcular las temperaturas a la salida de la cámara de combustión y a la salida de la turbina de gas, se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

-La temperatura de los gases a la salida del ciclo Brayton debe ser superior a la del vapor del ciclo Rankine a la salida del sobrecalentador.

-Para fijar dicha temperatura, hay que tener en cuenta que la temperatura a la salida de la cámara de combustión, que depende del gasto másico de combustible y de la relación de compresión, está sujeta a las características de la turbina.

Por todo esto, se ha fijado la temperatura máxima a la que opera la turbina de gas (temperatura a la entrada) para así delimitar el rango de temperaturas de los gases de escape a la salida del ciclo Brayton.

A partir de la expresión del rendimiento de la cámara de combustión, se calcula la relación de gasto másico de combustible con aire, F:

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{Q}_{CC_neto}}{\dot{Q}_{CC}} = \frac{(1+F)C_{p_g}T_{3g} - C_{p_a}T_{2a} - FC_{p_f}T_f}{F \cdot LHV} \rightarrow$$

$$\rightarrow LHV \eta_{CC} F = C_{p_g}T_{3g} + C_{p_g}T_{3g}F - C_{p_a}T_{2a} - FC_{p_f}T_f \rightarrow$$

$$\rightarrow (\eta_{CC}LHV - C_{p_g}T_{3g} + C_{p_f}T_f)F = C_{p_g}T_{3g} - C_{p_a}T_{2a} \rightarrow$$

$$F = \frac{C_{p_g}T_{3g} - C_{p_a}T_{2a}}{\eta_{CC}LHV - C_{p_g}T_{3g} + C_{p_f}T_f}$$

Turbina de gas

Por último, al conocer la presión a la entrada de la turbina de gas, se puede emplear, al igual que para el compresor, la definición del rendimiento isoentrópico de la turbina y calcular la temperatura de los gases a su salida.

Al desprestigiar las posibles pérdidas de carga:

$$p_{3g} = p_{2g}$$

Y, por tanto:

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{W}_{TG_ideal}} = \frac{\dot{m}_g C_{p_g} (T_{3g} - T_{4g})}{\dot{m}_g C_{p_g} (T_{3g} - T_{4ig})} = \frac{T_{3g} - T_{4g}}{T_{3g} - T_{4ig}} \rightarrow$$

$$\rightarrow T_{4g} = T_{3g} - \eta_{TG} (T_{3g} - T_{4ig}) = T_{3g} \left[1 - \eta_{TG} \left(1 - \frac{T_{4ig}}{T_{3g}} \right) \right]$$

Sabiendo que los gases de escape se expanden isoentrópicamente según la siguiente expresión:

$$\frac{T_{4ig}}{T_{3g}} = \left(\frac{p_{4g}}{p_{3g}} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}$$

La temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas se calcula como:

$$T_{4g} = T_{3g} \left[1 - \eta_{TG} \left(1 - \left(\frac{p_{4g}}{p_{3g}} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right) \right]$$

La potencia generada por la turbina de gas por unidad de gasto másico de aire cumple la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{TG} = (1 + F)C_{p_g} (T_{3g} - T_{4g})$$

Rendimiento

Una vez calculados los resultados del ciclo de gas, se define el rendimiento del ciclo como la relación entre la potencia neta generada con respecto al calor introducido en forma de combustible.

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{TG} - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{CC}} = \frac{\dot{W}_{TG} - \dot{W}_C}{F \cdot LHV}$$

4.5.3 Código del ciclo Rankine y de la caldera de recuperación de calor

Turbina de vapor

El código de simulación del ciclo Rankine comienza con el cálculo de las propiedades características del vapor de agua en la entrada de la turbina: una vez se han establecido los valores de presión y temperatura máxima de operación (a la salida de la caldera de recuperación), se procede a calcular la entalpía y entropía del vapor en este punto haciendo uso de FluidProp.

$$\begin{cases} h_{1w} = h(p_{1w}, T_{1w}) \\ s_{1w} = s(p_{1w}, T_{1w}) \end{cases}$$

Para evaluar las propiedades del vapor a la salida de la turbina, se emplea la definición del rendimiento isoentrópico:

En un proceso de expansión isoentrópico, la entropía del fluido a la salida de la turbina es igual a la de la entrada, la cual se conoce. Si, además, según se ha detallado en las

hipótesis, se sabe la presión a la que condensa el agua, se puede calcular la entalpía ideal a la salida de la turbina. La presión a la que trabaja el condensador está condicionada por la temperatura a la que opera el agua en esa zona ($T_{2w} = T_{3w} = T_{amb} + 15^\circ\text{C} = 30^\circ\text{C}$). Tal y como se ha comentado, al coexistir las fases de líquido y vapor en esta zona, FluidProp proporciona el valor de esta presión bastándose únicamente de la temperatura de operación, aunque en el código de Matlab sea necesario introducir una propiedad más (así lo requiere el software de FluidProp).

$$\begin{cases} p_{2w} = p(T_{2w} = T_{3w}) \\ s_{2iw} = s_{1w} \end{cases} \rightarrow h_{2iw} = h(p_{2w}, s_{2iw})$$

Una vez que se tenga la entalpía ideal a la salida de la turbina, se puede calcular la entalpía real haciendo uso de la definición de rendimiento isoentrópico.

$$\begin{aligned} \eta_{TV} &= \frac{\dot{W}_{TV}}{\dot{W}_{TVideal}} = \frac{\dot{m}_w(h_{1w} - h_{2w})}{\dot{m}_w(h_{1w} - h_{2iw})} = \frac{h_{1w} - h_{2w}}{h_{1w} - h_{2iw}} \rightarrow \\ &\rightarrow h_{2w} = h_{1w} - \eta_{TV}(h_{1w} - h_{2iw}) \end{aligned}$$

La potencia generada por la turbina de vapor por unidad de gasto másico de aire sigue la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{TV} = W(h_{1w} - h_{2w})$$

Condensador

La temperatura y presión del vapor de agua se mantiene constante a lo largo de su recorrido en el condensador. En él se lleva a cabo el cambio de fase de la mezcla líquido-vapor a líquido saturado. Se puede calcular el resto de variables termodinámicas a su salida ya que conocemos la temperatura y/o presión de saturación y que el agua sale del condensador a título de vapor nulo.

$$\begin{cases} p_{3w} = p_{2w} \\ T_{3w} = T_{2w} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{3w} = h(p_{3w}, Q = 0) \\ s_{3w} = s(p_{3w}, Q = 0) \end{cases}$$

Bomba de alimentación

Al igual que para la turbina de vapor, haciendo uso de la expresión del rendimiento isoentrópico de la bomba, se puede calcular la propiedad termodinámica restante para conocer el resto de variables termodinámicas a la salida de la bomba. Una vez que se ha establecido la presión de operación a la salida del sobrecalentador de la caldera de

recuperación de calor, sabiendo que se desprecian las pérdidas de carga, esta presión es la que debe alcanzar el agua condensada tras ser impulsada por la bomba.

Durante una compresión isoentrópica, la entropía se mantiene constante, por tanto, se conoce el valor de la entropía ideal a la salida de la bomba. Este dato, junto con el de la presión de operación del HRSG, permite calcular la entalpía ideal en ese punto.

$$\begin{cases} p_{4w} = p_{1w} \\ s_{4iw} = s_{3w} \end{cases} \rightarrow h_{2iw} = h(p_{4w}, s_{4iw})$$

La entalpía real en ese punto se calcula a partir del rendimiento de la bomba:

$$\begin{aligned} \eta_B &= \frac{\dot{W}_{Bideal}}{\dot{W}_B} = \frac{\dot{m}_w(h_{4iw} - h_{3w})}{\dot{m}_w(h_{4w} - h_{3w})} = \frac{h_{4iw} - h_{3w}}{h_{4w} - h_{3w}} \rightarrow \\ &\rightarrow h_{4w} = h_{3w} + \frac{h_{4iw} - h_{3w}}{\eta_B} \end{aligned}$$

Una vez se conoce la entalpía, se puede calcular la temperatura del agua en ese punto, que será dato necesario a la hora de establecer los balances de energía del agua y los gases en el HRSG.

$$T_{4w} = T(p_{4w}, h_{4w})$$

La potencia consumida por la bomba de alimentación por unidad de gasto másico de aire es igual a:

$$\dot{W}_B = W(h_{4w} - h_{3w})$$

A continuación, se procede al cálculo de las propiedades termodinámicas del vapor de agua dentro de la caldera.

Caldera de recuperación de calor

Acorde a las hipótesis estipuladas para el diseño termodinámico del ciclo combinado, se asume que la presión de vapor en todos los puntos y etapas del HRSG es constante e igual a la presión máxima de operación a la entrada de la turbina de vapor: se desprecian las pérdidas de carga por parte de los gases de escape y el vapor de agua.

$$p_{4w} = p_{1w}$$

$$p_{5w} = p_{1w}$$

$$p_{6w} = p_{1w}$$

-Economizador

El agua impulsada por la bomba de alimentación entra en la caldera de recuperación de calor por el economizador. Aquí se lleva a cabo la transferencia de calor de la energía restante de los gases que ya han atravesado el sobrecalentador y el evaporador al agua, que se calienta hasta condiciones de saturación.

Por tanto, conocida la presión a la que opera el agua en el HRSG y sabiendo que el agua líquida entra saturada al calderín, se puede calcular la temperatura y entalpía en ese punto.

$$\begin{cases} T_{5w} = T(p_{5w}, Q = 0) \\ h_{5w} = h(p_{5w}, Q = 0) \end{cases}$$

-Evaporador y calderín

En el calderín, se separa el agua líquida saturada del vapor saturado: el agua líquida circula por el evaporador, y el vapor generado sale del calderín al sobrecalentador.

Conocida la presión a la que trabaja el vapor de agua en el HRSG y sabiendo que el vapor generado sale del calderín en condiciones de saturación, se puede calcular la temperatura y entalpía en ese punto.

$$\begin{cases} T_{6w} = T(p_{6w}, Q = 1) \\ h_{6w} = h(p_{6w}, Q = 1) \end{cases}$$

-Sobrecalentador

En el sobrecalentador, el agua procedente del calderín se calienta hasta alcanzar las condiciones de presión y temperatura de vapor máximas impuestas en la entrada de la turbina de vapor, cerrando así la simulación del ciclo de vapor.

Procedimiento de cálculo de W

Una vez se ha llevado a cabo la simulación de los ciclos Brayton y Rankine, se procede a cuantificar el parámetro W que relaciona el gasto másico de agua con el del aire.

Para ello, se ha realizado un proceso iterativo. Por cada valor que tome W, se comprobará si se cumplen las condiciones impuestas en cuanto a la temperatura de los gases a la salida del HRSG y los Pinch Points en los balances de energía de las diferentes etapas del HRSG. Estos resultados se almacenarán en un vector.

Los balances de energía se muestran a continuación:

-Sobrecalentador.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{4g} - T_{5g}) = W (h_{1w} - h_{6w})$$

-Evaporador.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{5g} - T_{6g}) = W (h_{6w} - h_{5w})$$

-Economizador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{6g} - T_{7g}) = W (h_{5w} - h_{4w})$$

Y las restricciones termodinámicas son las siguientes:

$$\begin{cases} T_{7g} > T_{7g,min} \\ PP > PP_{min} \end{cases}$$

Este proceso se ha realizado mediante un bucle for. Se comprobarán para todos los valores de W si se cumplen los requisitos termodinámicos: se recogerán en un nuevo vector W los valores que satisfagan estas condiciones.

Los valores posibles que puede tomar W, antes de calcular el nuevo vector W, son los siguientes:

$$W \in [0.001, 0.002, 0.003, \dots, 0.997, 0.998, 0.999]$$

A modo ilustrativo, se muestra el diagrama de flujo correspondiente al cálculo de W:

Simulación del ciclo rankine y del HRSG
Cálculo de W

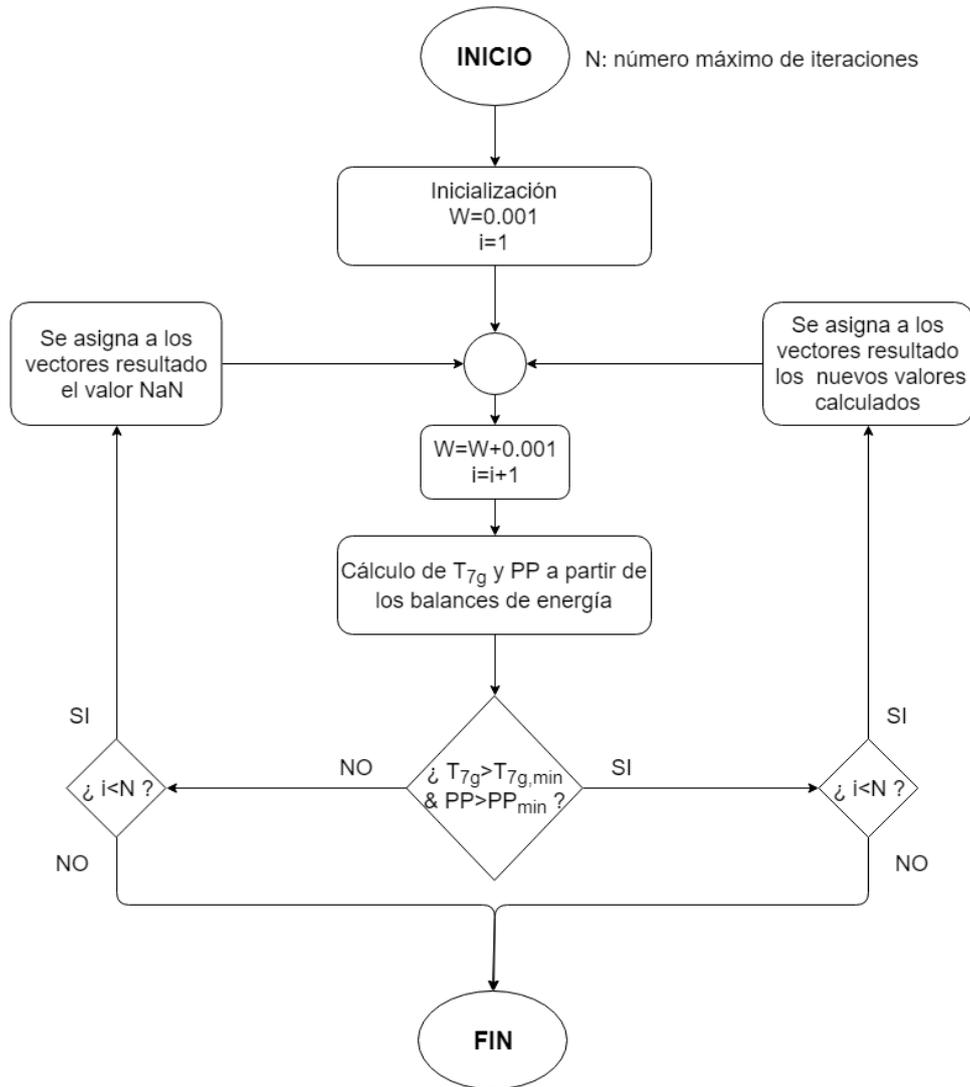


Figura 30. Diagrama de flujo representativo del cálculo de los vectores W, T_{7g} y PP del ciclo combinado de un nivel de presión. Elaboración del autor.

Rendimientos

Una vez se tengan los nuevos vectores W, T_{7g} y PP, se procede a calcular los vectores resultados correspondientes a la producción de potencia y los rendimientos.

A la hora de establecer los rendimientos de la caldera de recuperación de calor y del ciclo Rankine con el fin de calcular el rendimiento global del ciclo combinado, se han expresado y cuantificado los términos de energía que determinan estos rendimientos según lo estipulado en los apartados de teoría sobre el cálculo del rendimiento del ciclo combinado. Las siguientes definiciones han sido también empleadas en el código de dos

niveles de presión y son las que se recogen en el apartado de cálculo del rendimiento del ciclo combinado.

Q_{HRSG} : corresponde al calor total restante del ciclo Brayton.

$$\dot{Q}_{HRSG} = F \cdot LHV - (\dot{W}_{TG} - \dot{W}_C)$$

$Q_{Rankine}$: corresponde al calor aportado por parte de los gases de escape al vapor de agua del ciclo Rankine.

$$\dot{Q}_{Rankine} = (1 + F)C_{p_g} (T_{4g} - T_{7g})$$

$Q_{pérdidas}$: corresponde al calor no aprovechado, parte del calor total residual del ciclo Brayton y que no ha calentado el vapor de agua.

$$\dot{Q}_{perdidas} = \dot{Q}_{HRSG} - \dot{Q}_{Rankine}$$

Se ha definido el rendimiento del HRSG como la energía transferida por parte de los gases de escape al vapor de agua en el HRSG con respecto al calor residual del ciclo Brayton. Tal y como se ha explicado, este rendimiento mide lo eficiente que ha sido el acoplamiento térmico entre ambos ciclos.

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{Rankine}}{\dot{Q}_{HRSG}}$$

El rendimiento del ciclo Rankine relaciona la potencia neta generada en el ciclo con respecto al calor aportado por parte de los gases al agua.

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{Rankine}}{\dot{Q}_{Rankine}} \rightarrow \eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{Rankine}}$$

Para una mayor comprensión, se ha detallado un diagrama de flujo del código de programación establecido para la simulación del ciclo de un nivel de presión:

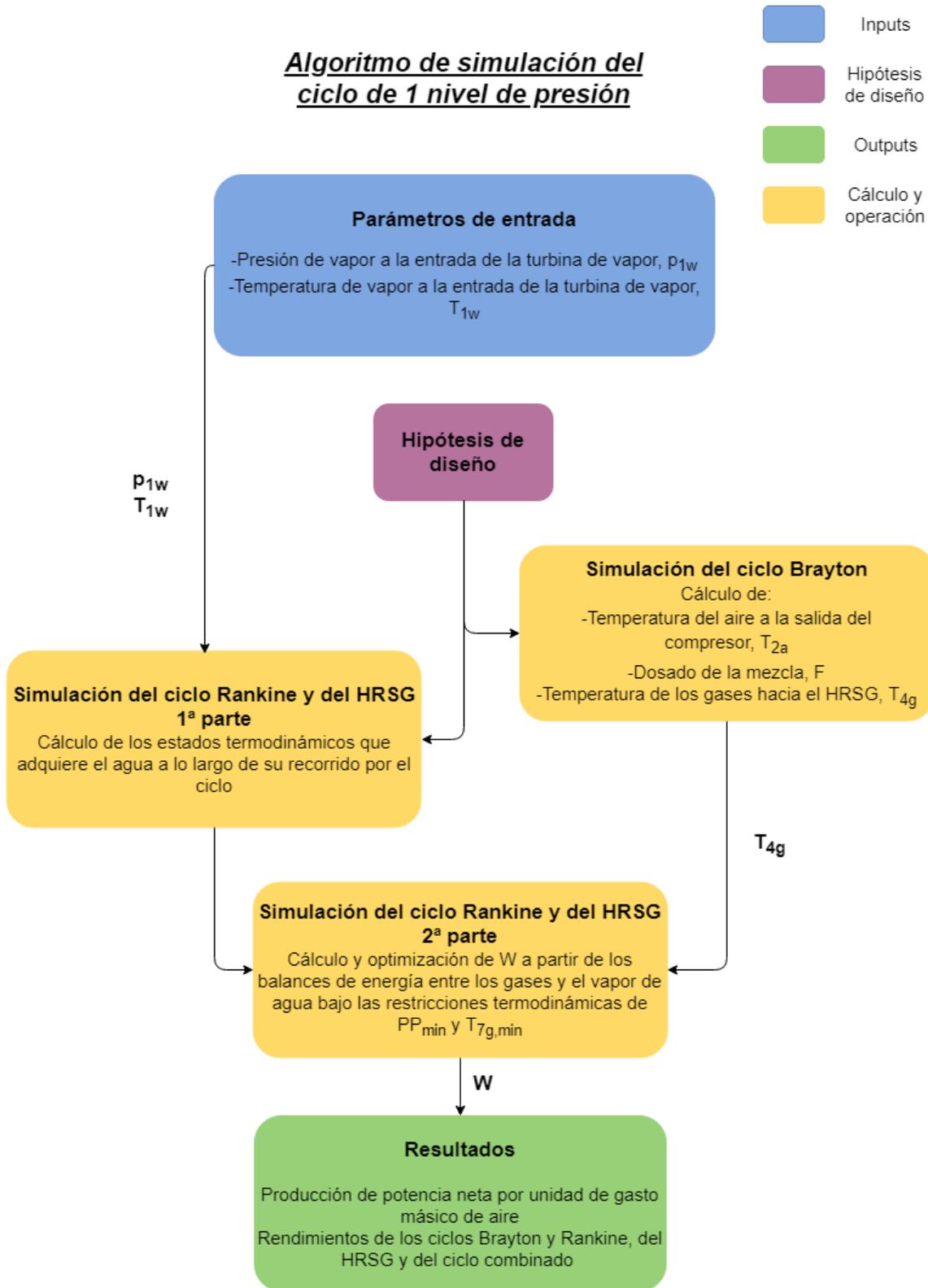


Figura 31. Diagrama de flujo del código de programación del ciclo combinado de un nivel de presión. Elaboración del autor.

4.6 Diseño del ciclo combinado de 2 niveles de presión

A continuación, se muestra un esquema correspondiente a un ciclo combinado de dos niveles de presión.

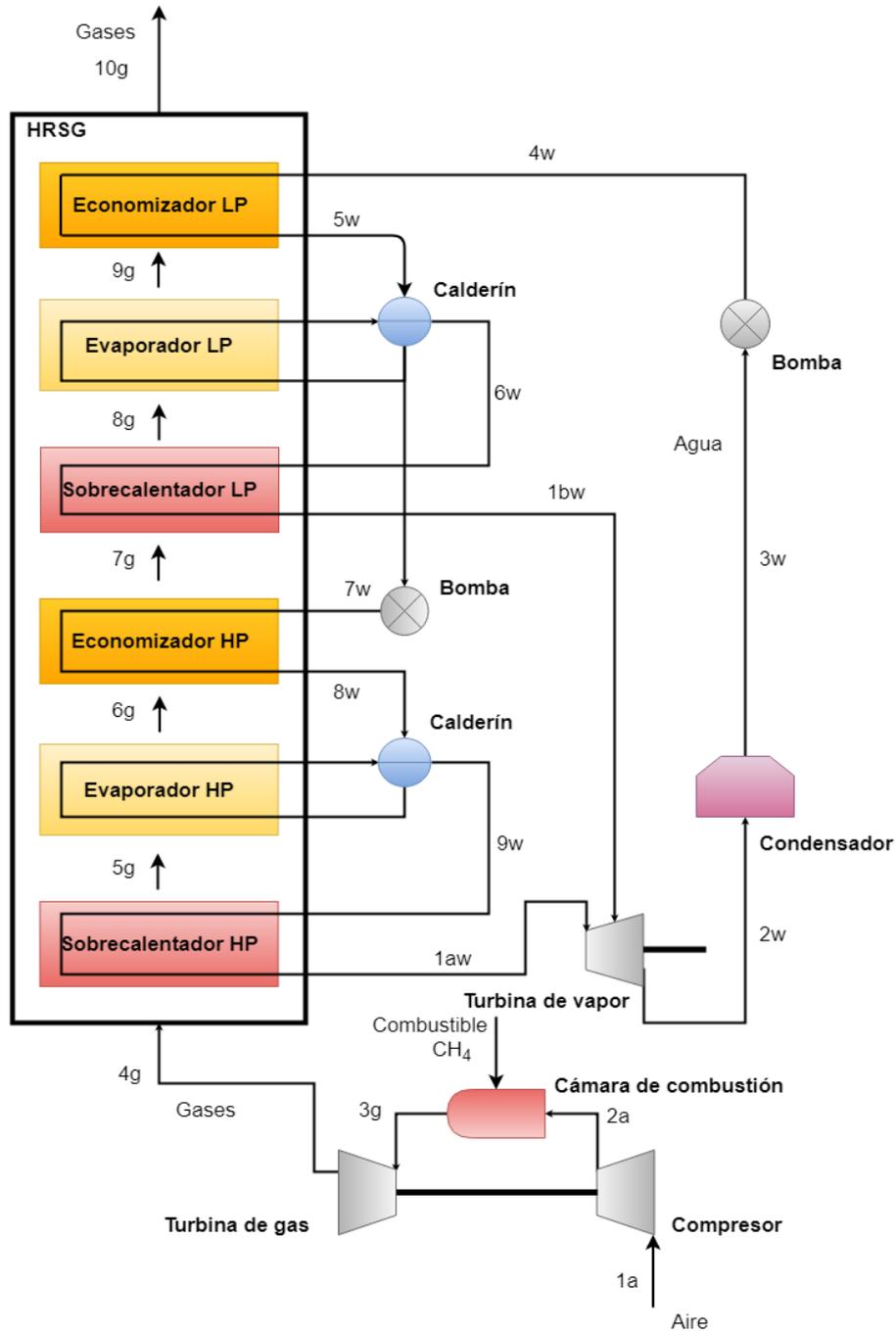


Figura 32. Esquema básico del ciclo combinado de dos niveles de presión objeto de estudio. Elaboración del autor.

El funcionamiento del ciclo Brayton correspondiente a un ciclo combinado con dos niveles de presión es igual que el descrito en el de un nivel de presión. El aire entra en el compresor (1), donde se incrementa su presión y temperatura (2). Al pasar por la cámara de combustión, los productos gaseosos (3g), resultado de la combustión entre el aire

introducido y el combustible, se expanden produciendo potencia en una turbina de gas y se liberan hacia la caldera de recuperación de calor (4g).

El funcionamiento del ciclo Rankine hasta la caldera de recuperación de calor es idéntico al del ciclo combinado de un nivel de presión: el agua, una vez condensada (3w), es bombeada por una bomba que eleva su presión (4w) hasta alcanzar la presión de operación del nivel de baja del HRSG.

La caldera de recuperación de calor consta de dos niveles de presión. El agua entra en el nivel de baja presión por el economizador de baja, donde se calienta hasta la temperatura de saturación (5w). En el calderín, se separa el líquido saturado del vapor saturado, este último generado en el evaporador de baja. El vapor del calderín (6w) se envía al sobrecalentador de baja. Una vez se ha incrementado su temperatura (1b), se expande en la turbina de vapor. El líquido saturado restante del calderín se traslada al nivel de alta presión mediante una bomba que eleva su presión hasta la de operación del nivel de alta de la caldera de recuperación (7w). El agua entra en el economizador de alta y aumenta su temperatura (8w). Una vez en el calderín, el vapor generado del evaporador (9w) se lleva hasta el sobrecalentador de alta para elevar aún más su temperatura, hasta la temperatura máxima de operación del ciclo Rankine. El ciclo se cierra una vez que este vapor (1a) se expande en la turbina y de nuevo se unen los caudales de vapor del nivel de alta y baja.

4.6.1 Procedimiento y desarrollo del código

El código de simulación el ciclo combinado de dos niveles de presión consta de dos partes principales: una correspondiente al ciclo Brayton y otra al ciclo Rankine junto con la caldera de recuperación de calor. Al igual que en el anterior código, una vez se completan la simulación de estas partes, se procede a calcular potencias y rendimientos del ciclo en función de W , cuyo cálculo está sujeto a las condiciones termodinámicas de mínima temperatura de los gases a la salida del HRSG y de los Pinch Points establecidas en las hipótesis de diseño.

4.6.2 Código del ciclo Brayton

El código de la función del ciclo Brayton es igual que el de un nivel de presión. Tal y como ya se ha explicado, independientemente del número de niveles de presión que tenga el HRSG, el funcionamiento del ciclo Brayton es el mismo y, por tanto, las ecuaciones empleadas en el primer código son válidas para este.

4.6.2 Código del ciclo Rankine y de la caldera de recuperación de calor

Turbina de vapor

El código del ciclo Rankine comienza con el cálculo de las propiedades del vapor de agua en las dos entradas de la turbina. Una vez se han determinado las presiones de alta y baja en las que opera el vapor en la caldera de recuperación y las temperaturas de vapor en la entrada a la turbina, se calcula la entalpía y entropía en estos puntos mediante FluidProp. El subíndice *a* indica nivel de alta presión, el *b* indica nivel de baja presión.

$$\begin{cases} h_{1a_w} = h(p_{1a_w}, T_{1a_w}) \\ s_{1a_w} = s(p_{1a_w}, T_{1a_w}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} h_{1b_w} = h(p_{1b_w}, T_{1b_w}) \\ s_{1b_w} = s(p_{1b_w}, T_{1b_w}) \end{cases}$$

El cálculo de las propiedades a la salida de la turbina es similar al ya explicado en el de un nivel de presión. Sabiendo que durante una expansión isoentrópica la entropía se mantiene constante, y que la presión con la que entra el vapor de agua en el condensador es un dato conocido (el agua condensa a $T_{2w} = T_{3w} = 30^\circ\text{C}$), se puede calcular las entalpías ideales a la salida de la turbina para cada uno de los caudales de vapor procedentes de los niveles de alta y baja presión.

$$\begin{cases} p_{2w} = p(T_{2w} = T_{3w}) \\ s_{2ai_w} = s_{1a_w} \\ s_{2bi_w} = s_{1b_w} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{2ai_w} = h(p_{2w}, s_{2ai_w}) \\ h_{2bi_w} = h(p_{2w}, s_{2bi_w}) \end{cases}$$

Una vez calculada las entalpías ideales a la salida de la turbina de las corrientes de vapor correspondientes a cada nivel de presión, se calculan las reales por medio del rendimiento isoentrópico de la turbina.

$$h_{2a_w} = h_{1a_w} - \eta_{TV}(h_{1a_w} - h_{2ai_w})$$

$$h_{2bi_w} = h_{1b_w} - \eta_{TV}(h_{1b_w} - h_{2bi_w})$$

La potencia generada por la turbina de vapor por unidad de gasto másico de aire correspondiente a los caudales de vapor de agua de los niveles de alta y baja presión sigue la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{TV} = (1 - \alpha)W(h_{1a_w} - h_{2a_w}) + \alpha W(h_{1b_w} - h_{2b_w})$$

Condensador

Durante el proceso de condensación, la presión y temperatura (que son datos conocidos) del agua se mantienen constante. Para calcular el resto de propiedades a la salida, hace falta conocer una propiedad más del agua en ese punto: en este caso, sabemos que el agua sale en estado líquido saturado, por lo que su título de vapor es nulo.

$$\begin{cases} p_{3w} = p_{2w} \\ T_{3w} = T_{2w} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} h_{3w} = h(p_{3w}, Q = 0) \\ s_{3w} = s(p_{3w}, Q = 0) \end{cases}$$

Bomba de alimentación

Al igual que para la turbina, podemos calcular las propiedades del agua tras la compresión de la bomba de alimentación. Habiendo fijado al inicio del código la presión con la que opera el agua en el nivel de baja del HRSG, se calcula la entalpía ideal a la salida.

$$\begin{cases} p_{4w} = p_{1bw} \\ s_{4iw} = s_{3w} \end{cases} \rightarrow h_{4iw} = h(p_{4w}, s_{4iw})$$

Y con la definición de rendimiento isoentrópico del compresor, se calcula la entalpía real a la salida de este.

$$h_{4w} = h_{3w} + \frac{h_{4iw} - h_{3w}}{\eta_B}$$

Una vez que se conoce la presión y entalpía del agua entre la salida de la bomba y la entrada del economizador de baja, se puede calcular la temperatura en ese punto.

$$T_{4w} = T(p_{4w}, h_{4w})$$

La potencia consumida por la bomba de alimentación por unidad de gasto másico de aire es igual a:

$$\dot{W}_{B1} = W(h_{4w} - h_{3w})$$

Caldera de recuperación de calor

Al igual que se planteó para el código de un nivel de presión, se ha considerado para el análisis termodinámico de la caldera de recuperación que no existen pérdidas de carga de los gases que atraviesan el HRSG ni del agua que circula por los tubos del economizador, evaporador y sobrecalentador.

Se asume que la presión de vapor en todos los puntos correspondientes al nivel de baja presión del HRSG es la presión de operación del nivel de baja y lo mismo para los puntos correspondientes al nivel de alta presión, que operarán a la presión del trabajo del nivel

de alta. Ambas presiones corresponden a los parámetros de entrada del código de presión de vapor a la entrada de la turbina en cada nivel de presión.

$$p_{4w} = p_{1bw}$$

$$p_{5w} = p_{1bw}$$

$$p_{6w} = p_{1bw}$$

$$p_{7w} = p_{1aw}$$

$$p_{8w} = p_{1aw}$$

$$p_{9w} = p_{1aw}$$

-Economizador del nivel de baja presión.

Conocida la presión a la que opera el vapor en el nivel de baja presión del HRSG y que el líquido entra saturado al calderín, se puede calcular la temperatura, entalpía y entropía justo entre la salida del economizador y la entrada del calderín.

$$\begin{cases} T_{5w} = T(p_{5w}, Q = 0) \\ h_{5w} = h(p_{5w}, Q = 0) \\ s_{5w} = s(p_{5w}, Q = 0) \end{cases}$$

-Evaporador y calderín del nivel de baja presión.

El calderín separa el vapor generado del evaporador y el agua líquida saturada. El vapor se dirige al sobrecalentador de baja presión y el líquido saturado se introduce en el siguiente nivel de presión.

-Sobrecalentador del nivel de baja presión.

Conocida la presión a la que opera el vapor en el nivel de baja presión, y que el vapor sale del calderín en condiciones de saturación, se calcula la temperatura y entalpía en ese punto.

$$\begin{cases} T_{6w} = T(p_{6w}, Q = 1) \\ h_{6w} = h(p_{6w}, Q = 1) \end{cases}$$

-Bomba que separa los niveles de baja y alta presión.

Entre el calderín del nivel de baja presión y la bomba que separa los niveles de presión del HRSG, el agua líquida presenta las mismas propiedades que en el punto 5w (entre la salida del economizador de baja y la entrada del calderín).

Por tanto, se puede calcular la entalpía y la temperatura a la salida de la bomba justo antes de entrar en el economizador de alta presión a partir de su rendimiento.

$$\begin{cases} p_{4w} = p_{1bw} \\ s_{7iw} = s_{5w} \end{cases} \rightarrow h_{7iw} = h(p_{4w}, s_{7iw})$$

$$h_{7w} = h_{5w} + \frac{h_{7iw} - h_{5w}}{\eta_B}$$

$$T_{7w} = T(p_{7w}, h_{7w})$$

La potencia consumida por la bomba para pasar de un nivel de presión a otro por unidad de gasto másico de agua viene definida por la siguiente expresión:

$$\dot{W}_{B2} = (1 - \alpha)W(h_{7w} - h_{5w})$$

-Economizador de alta presión.

Sabiendo la presión a la que opera el vapor en el nivel de alta del HRSG y que el agua líquida alcanza condiciones de saturación justo antes de entrar al calderín, se puede calcular la temperatura y entalpía en ese punto.

$$\begin{cases} T_{8w} = T(p_{8w}, Q = 0) \\ h_{8w} = h(p_{8w}, Q = 0) \end{cases}$$

-Evaporador y calderín de alta presión.

Toda el agua líquida procedente del economizador de alta se evapora y se envía al sobrecalentador. A la salida del calderín se conoce la presión de trabajo del vapor y que sale con título de vapor igual a 1, por lo que se puede calcular el resto de propiedades.

$$\begin{cases} T_{9w} = T(p_{9w}, Q = 1) \\ h_{9w} = h(p_{9w}, Q = 1) \end{cases}$$

El estado termodinámico del agua a la salida del sobrecalentador de alta y baja presión es conocido ya que la presión y temperatura máximas de vapor impuestas en el inicio del código corresponden a estos puntos.

Procedimiento de cálculo de W y α

Una vez conocidos los diferentes estados termodinámicos que presentan el vapor de agua y los gases de escape en los ciclos Brayton y Rankine, se calculan los parámetros α y W para determinar la producción de energía del ciclo Rankine y, junto con el del Brayton, del ciclo combinado. La variable α determina los porcentajes de gasto másico de agua total que circulan en los niveles de alta y baja presión.

- $\alpha \cdot W$ corresponde al flujo de vapor de agua que circula por el sobrecalentador del nivel de baja presión.
- $(1 - \alpha) \cdot W$ corresponde al flujo de agua que se envía al nivel de alta presión.

Se calcularán todos los valores posibles de W y α que cumplan los balances energéticos y las restricciones termodinámicas impuestas.

En primer lugar, se han establecido los requisitos termodinámicos de diseño, detallados en las hipótesis, en relación con las temperaturas mínimas de Pinch Points de los evaporadores de alta y baja presión y la temperatura mínima de los gases a la salida de la caldera de recuperación ($T_{10g,min}$) junto con los balances de energía de cada etapa para calcular la temperatura de los gases en los diferentes puntos del HRSG.

Los balances de energía se muestran a continuación:

-Sobrecalentador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{4g} - T_{5g}) = (1 - \alpha)W (h_{1a_w} - h_{9_w})$$

-Evaporador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{5g} - T_{6g}) = (1 - \alpha)W (h_{9_w} - h_{8_w})$$

-Economizador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{6g} - T_{7g}) = (1 - \alpha)W (h_{8_w} - h_{7_w})$$

-Sobrecalentador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{7g} - T_{8g}) = \alpha W (h_{1b_w} - h_{6_w})$$

-Evaporador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{8g} - T_{9g}) = \alpha W h_{6_w} + (1 - \alpha)W h_{5_w} - W h_{5_w}$$

-Economizador de alta presión.

$$(1 + F)C_{p_g} (T_{9_g} - T_{10_g}) = W (h_{5_w} - h_{4_w})$$

Las condiciones termodinámicas son las siguientes:

$$\begin{cases} T_{10_g} > T_{10_g,min} \\ PP_{nivel\ de\ alta} > PP_{nivel\ de\ alta,min} \\ PP_{nivel\ de\ baja} > PP_{nivel\ de\ baja,min} \end{cases}$$

Los valores que pueden tomar α y W son los siguientes.

$$\alpha \in [0.01, 0.02, 0.03, \dots, 0.97, 0.98, 0.99]$$

$$W \in [0.01, 0.02, 0.03, \dots, 0.97, 0.98, 0.99]$$

Para realizar el bucle iterativo, se han declarado dos matrices α y W mediante la función *ndgrid* tal y como se muestran a continuación:

$$\alpha = \begin{pmatrix} 0.01 & \dots & 0.01 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0.99 & \dots & 0.99 \end{pmatrix}$$

$$W = \begin{pmatrix} 0.01 & \dots & 0.99 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0.01 & \dots & 0.99 \end{pmatrix}$$

Ambas son matrices 2-D correspondiente a los vectores que almacenan todos los valores posibles de α y W . Mediante dos bucles *for* anidados, se van probando para cada valor de W todos los valores de α . Así pues, los valores que pueden tomar W y α se almacenarán en nuevas matrices, así como los resultados de T_{10g} , PP_{alta} y PP_{baja} en matrices del mismo tamaño, cuyos valores dependerán de estos parámetros.

A continuación se muestra a modo ilustrativo el diagrama de flujo correspondiente al cálculo de W y α .

Simulación del ciclo rankine y del HRSG
Cálculo de W y alpha

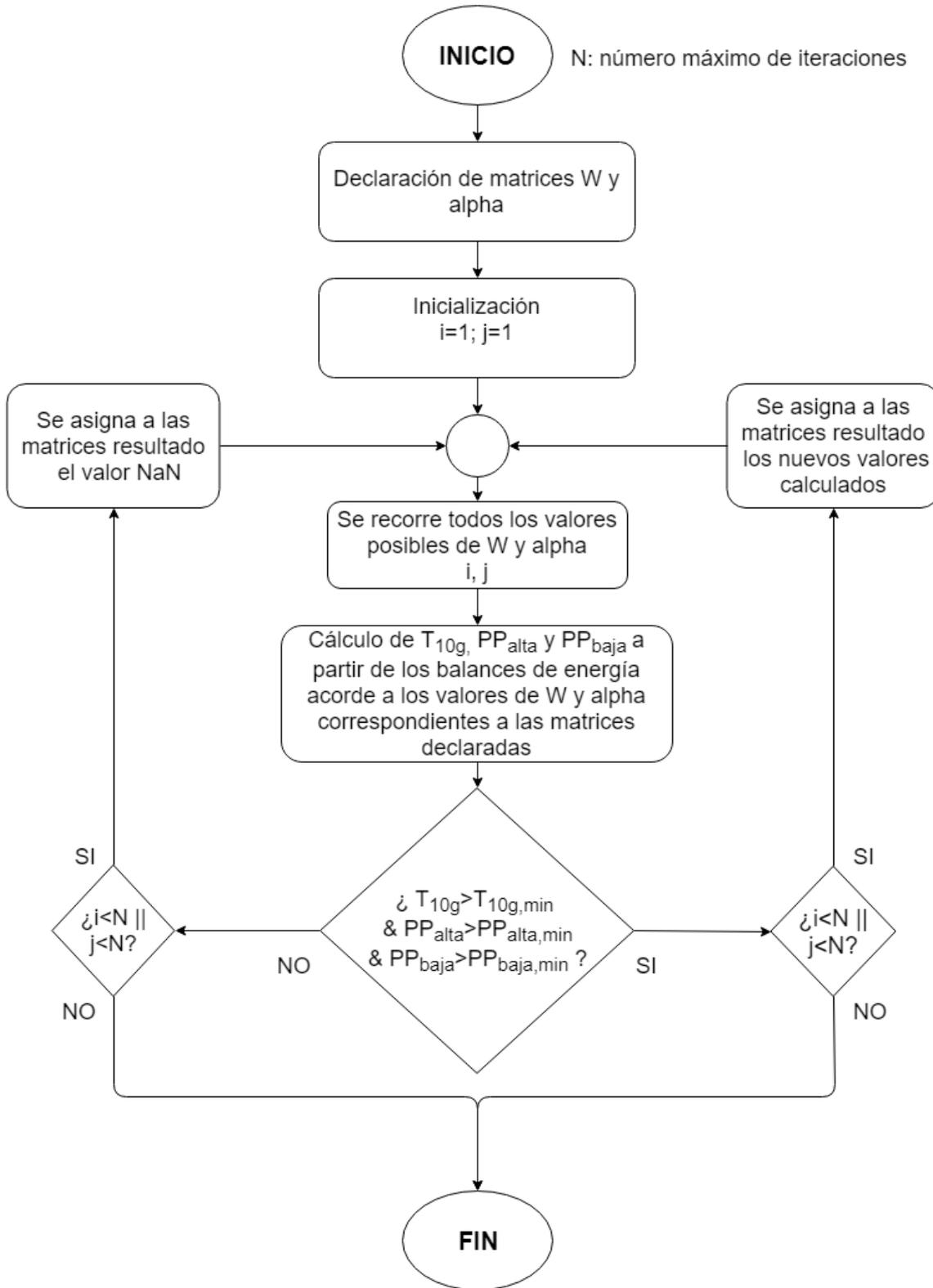


Figura 33. Diagrama de flujo representativo del cálculo de las matrices W, α , T_{10g} , PP_{alta} y PP_{baja} del ciclo combinado de dos niveles de presión. Elaboración del autor.

Rendimientos

Una vez se tengan completadas las nuevas matrices de W y α , junto con las de T_{10g} , PP_{alta} y PP_{baja} , se calculan las matrices resultados correspondientes a los rendimientos del HRSG y del ciclo Rankine.

Al igual que para el código de un nivel de presión, se han definidos los mismos calores con los que se han calculado los rendimientos. Se completará una matriz para cada uno de ellos, una matriz para el rendimiento del HRSG y otra para el del ciclo Rankine.

A continuación, se muestra un diagrama de flujo que resume el desarrollo del programa del ciclo de dos niveles de presión:

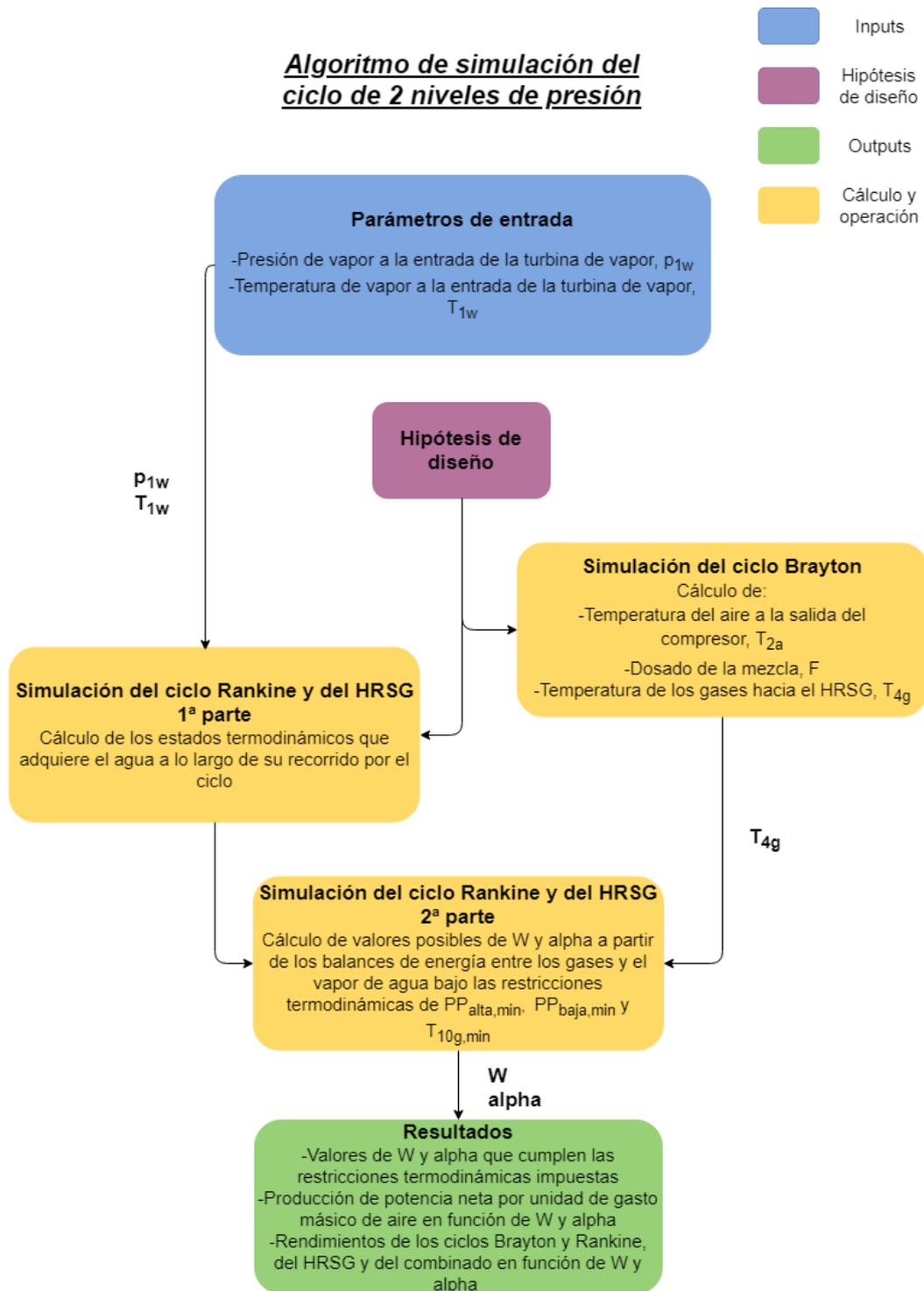


Figura 34. Diagrama de flujo del código de programación del ciclo combinado de dos niveles de presión. Elaboración del autor.

4.7 Análisis de sensibilidad

Se ha realizado un estudio y análisis de los parámetros característicos del ciclo combinado más efectivos en los resultados con relación a la potencia generada y los rendimientos de cada una de las partes que lo componen.

Para llevar a cabo y desarrollar los códigos de simulación, se han establecido ciertos parámetros de entrada que corresponden a las variables termodinámicas que caracterizan el ciclo e influyen en mayor medida en su funcionamiento.

El objeto de este apartado del proyecto consiste en analizar estas variables: realizaremos un análisis de sensibilidad con el fin de extraer conclusiones acerca de los diferentes rangos de valores que pueden tomar estos parámetros y sus valores optimizados.

Durante el análisis de sensibilidad, se mostrarán en gráficas el comportamiento de ciertas variables de estudio (potencia, calores, rendimientos...) y cómo varían en función de los parámetros característicos del ciclo combinado ya citados. Estas gráficas se han realizado partiendo del resto parámetros como constantes y conocidos, dejando variable solamente el parámetro de estudio: solamente se debe tener en cuenta la tendencia de las curvas y, por tanto, uno no debe fijarse en los valores que se alcanzan de potencia o rendimiento, puesto que estos resultados corresponden a un modelo determinado. El análisis de sensibilidad solo informará acerca de la tendencia de los valores de ciertas variables de aumentar o disminuir conforme varían los parámetros característicos del ciclo combinado.

La optimización de los resultados se realizará una vez elegido los valores de los parámetros termodinámicos. Estos parámetros podrán tomar solo valores dentro de los límites establecidos en las hipótesis para cada uno de ellos.

4.7.1 Parámetros característicos del ciclo combinado

El código del ciclo Brayton, válido para el ciclo de uno y dos niveles de presión, puede resumirse en el cálculo de tres parámetros termodinámicos: la temperatura del aire a la salida del compresor (T_{2a}), el dosado de la mezcla combustible/aire (F), y la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de gas (T_{4g}). Estos valores son funciones de la relación de compresión, π , y de la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión, T_{3g} , los cuales son parámetros conocidos y constantes, establecidos en las hipótesis de diseño. El objetivo es, partiendo del mismo ciclo Brayton, analizar cómo

influyen en los resultados el hecho de introducir un nivel de presión adicional en el HRSG.

El código del ciclo Rankine, junto con el HRSG, calcula todos los estados termodinámicos que adquiere el agua a lo largo del circuito. Dependiendo del código que tratemos, será necesario establecer el estado termodinámico en la única entrada de la turbina (código de un nivel de presión) o los estados termodinámicos en las dos entradas de la turbina correspondientes a los niveles de alta y baja presión.

Las variables elegidas para definir los estados del agua en sus diferentes puntos de trabajo son la presión y la temperatura: todas las propiedades calculadas en cada etapa del ciclo dependen de estos parámetros.

$$\textit{Propiedades del agua en el ciclo de un nivel de presión} = f(p_{1w}, T_{1w})$$

$$\textit{Propiedades del agua en el ciclo de dos niveles de presión}$$

$$= f(p_{1a_w}, T_{1a_w}, p_{1b_w}, T_{1b_w})$$

Después, para calcular qué valores pueden tomar W (y α en el caso del código de dos niveles) que cumplan las restricciones termodinámicas de PP_{\min} y $T_{7g,\min}$ (y de $PP_{\text{alta},\min}$, $PP_{\text{baja},\min}$ y $T_{10g,\min}$ para el de dos niveles), se establecen los balances de energía en los que se calcula la temperatura de los gases en cada parte del HRSG. Tanto la temperatura de los gases como W y α dependen de las propiedades que toma el vapor de agua en el HRSG, por lo que la producción de potencia y los rendimientos del ciclo Rankine y de la caldera de recuperación serán funciones de estos parámetros.

$$\textit{Ciclo Rankine con HRSG de un nivel de presión} = f(W, p_{1w}, T_{1w})$$

$$\textit{Ciclo Rankine con HRSG de dos niveles de presión} =$$

$$= f(W, \alpha, p_{1a_w}, T_{1a_w}, p_{1b_w}, T_{1b_w})$$

Los valores óptimos de estas variables independientes se calcularán dentro de los rangos de valores posibles de cada una de ellas que se recogen en las hipótesis de diseño:

-Código con HRSG de un nivel de presión:

Parámetros característicos	W	p_{1w} [bar]	T_{1w} [°C]
Rango de valores	[0.001,0.999]	[80,100]	[425,565]

Tabla 6. Rango de valores posibles que pueden tomar las variables termodinámicas características del ciclo combinado de un nivel de presión.

-Código con HRSG de dos niveles de presión:

Parámetros característicos	W	α	p_{1aw} [bar]	T_{1aw} [°C]	p_{1bw} [bar]	T_{1bw} [°C]
Rango de valores	[0.01,0.99]	[0.01,0.99]	[80,100]	[425,565]	[5,8]	[250,400]

Tabla 7. Rango de valores posibles que pueden tomar las variables termodinámicas características del ciclo combinado de dos niveles de presión.

4.7.2 Ciclo combinado de un nivel de presión

4.7.2.1 Optimización de W:

W relaciona el gasto másico de vapor de agua que circula en el ciclo Rankine con respecto al másico de aire que se introduce en el Brayton.

El código recoge como resultados un conjunto de valores que se le puede asignar a W que garantizan el cumplimiento de las condiciones y requisitos termodinámicos de temperatura mínima a la salida del HRSG y PP_{min} , pero se debe elegir el valor que maximice los resultados.

A continuación, se detalla el análisis de sensibilidad de W que se ha seguido para establecer el valor óptimo de W.

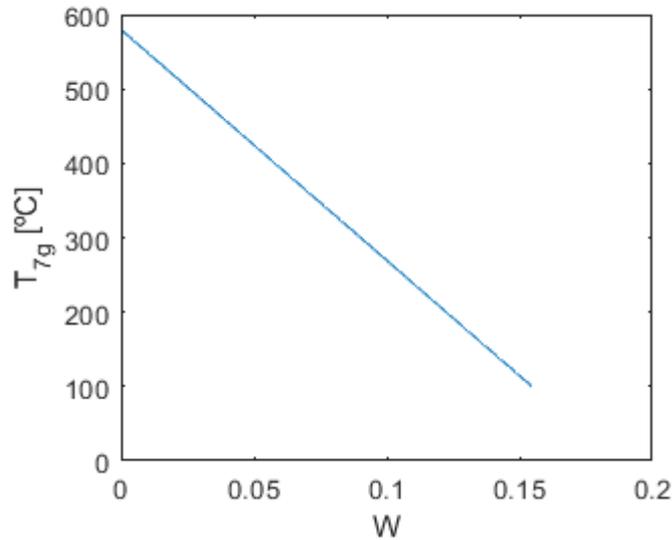


Figura 35. Temperatura de los gases T_{7g} a la salida del HRSG respecto W .

Se observa en la figura 35 cómo a medida que aumenta W , la temperatura de los gases a la salida de la caldera de recuperación disminuye ya que hay menor cantidad de agua a la que transferir el calor residual de los gases. Para valores de W muy pequeños, la temperatura de los gases se mantiene muy alta, pero conforme circula más gasto másico de vapor en el ciclo Rankine, la temperatura de éstos baja.

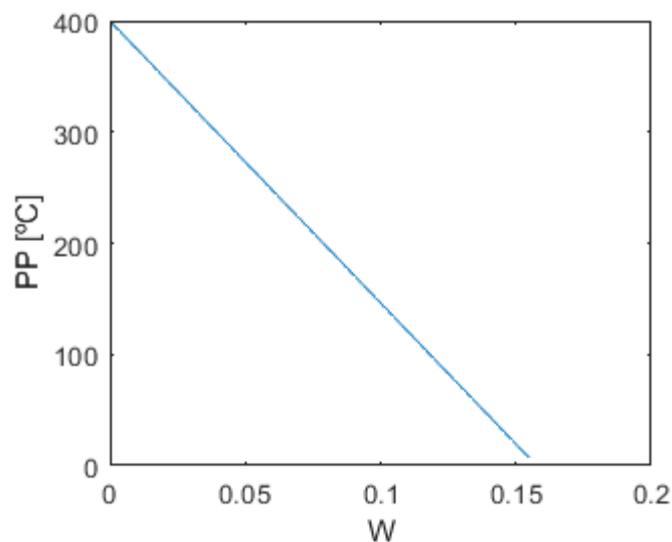


Figura 36. Pinch Point PP respecto W .

Se observa en la figura 36 cómo el Pinch Point del conjunto evaporador/calderín se comporta de igual forma que T_{7g} : para valores pequeños de W , la temperatura de saturación del agua es muy baja ya que no se consigue transferir suficiente calor de los gases de escape al vapor y, por consiguiente, el Pinch Point toma valores muy altos. Pero

para valores de W altos, la línea de cesión de calor de los gases se aproxima a la de absorción del vapor de agua: los valores de Pinch Point son mucho menores, lo que favorece a una eficiente transferencia de energía entre ambos fluidos.

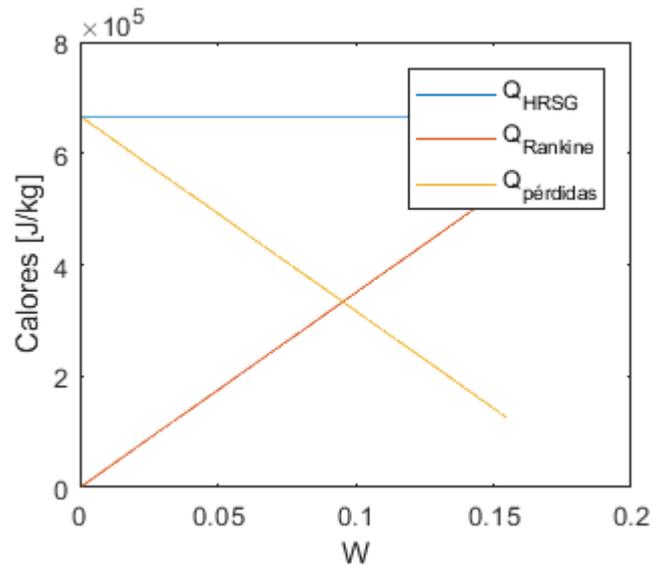


Figura 37. Q_{HRSG} , $Q_{Rankine}$ y $Q_{pérdidas}$ respecto W .

Se observa en la figura 37 cómo el calor neto transferido de la caldera de recuperación al ciclo Rankine aumenta conforme circula más gasto másico de agua. A su vez, las pérdidas por calor del HRSG disminuyen a medida que aumenta W . Esto puede explicarse como consecuencia del comportamiento de la temperatura de los gases a la salida del HRSG y del Pinch Point: $Q_{Rankine}$ representa la transferencia de energía de los gases al agua, por lo que, si T_{7g} y PP se mantienen muy elevados, significa que el vapor no ha recibido apenas energía y entonces $Q_{pérdidas}$ es muy alta. Se observa como la suma de ambos calores, indistintamente del valor que tome W , es constante e igual a Q_{HRSG} , que representa el calor residual del ciclo Brayton.

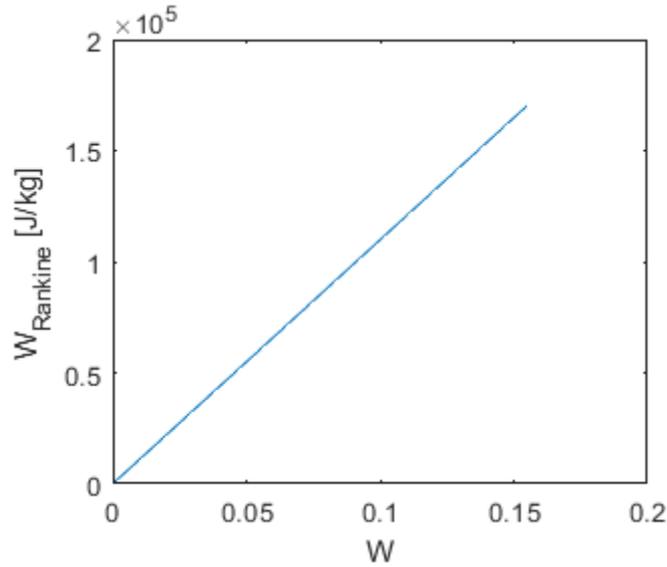


Figura 38. Potencia neta del ciclo Rankine respecto W .

Se ve en la figura 38 cómo la potencia neta generada por el ciclo Rankine aumenta conforme lo hace el caudal de vapor, lo cual es lógico debido a que el vapor de agua es directamente proporcional a la potencia neta generada.

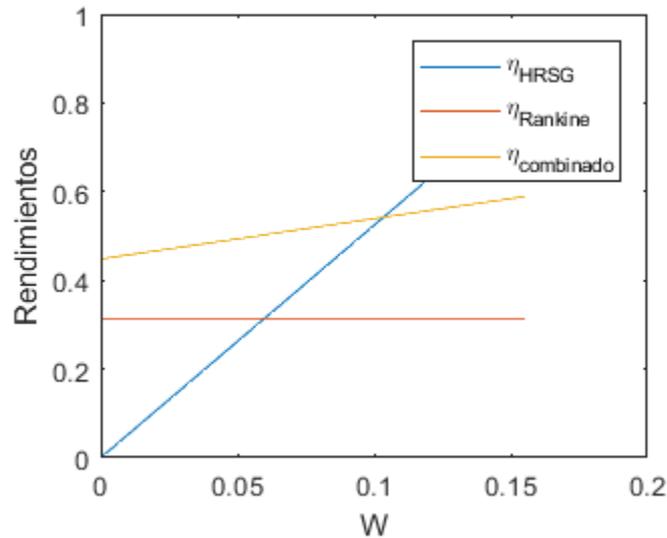


Figura 39. Rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto W .

En la figura 39 se ve cómo el rendimiento del ciclo Rankine se mantiene constante, independientemente del valor que pueda tomar W , ya que se ha definido como la potencia neta generada en el ciclo con respecto a la energía aportada por parte de los gases al ciclo Rankine, y ambas potencias son funciones dependientes de W .

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{Rankine}}{\dot{Q}_{Rankine}} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_B}{\dot{Q}_{Rankine}} = \frac{W(h_{1w} - h_{2w}) - W(h_{4w} - h_{3w})}{W(h_{1w} - h_{4w})} \rightarrow$$

$$\rightarrow \eta_{Rankine} = \frac{(h_{1w} - h_{2w}) - (h_{4w} - h_{3w})}{h_{1w} - h_{4w}}$$

Sin embargo, el rendimiento de la caldera de recuperación de calor aumenta a medida que lo hace W . Definimos el rendimiento del HRSG como:

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{Rankine}}{\dot{Q}_{HRSG}} = \frac{W(h_{1w} - h_{4w})}{F \cdot LHV - (\dot{W}_{TG} - \dot{W}_C)}$$

El calor restante del ciclo de gas (Q_{HRSG}) es constante y no depende de W , pero el calor que se transmite al agua del ciclo Rankine ($Q_{Rankine}$) sí que depende de la cantidad de agua que circula, por lo que el rendimiento del HRSG aumenta conforme aumenta W .

Para un rendimiento del ciclo Brayton constante, el rendimiento del ciclo combinado aumenta a medida que W toma valores mayores. Esto se debe a que el rendimiento del ciclo combinado es directamente proporcional al rendimiento del HRSG.

En resumen, el óptimo de W es el máximo del conjunto de valores que puede tomar que cumplen las condiciones termodinámicas impuestas en relación con $T_{7g,min}$ y PP_{min} .

4.7.2.2 Optimización de p_{1w} , y T_{1w}

A continuación, se procede a escoger qué valores deben asignarse a la presión y temperatura de vapor en la entrada de la turbina, de forma que arrojen los mejores resultados en cuanto a la potencia neta generada y el rendimiento del ciclo, pero cumpliendo en todo momento con las restricciones termodinámicas que recogen las hipótesis de diseño del código. Destacar que, para graficar estas curvas, se ha escogido como valor constante de W el máximo posible que cumple las restricciones termodinámicas para todas las presiones de vapor. Lo mismo que para la temperatura: se escoge aquel máximo que cumple las restricciones termodinámicas para todas las temperaturas de vapor.

En la optimización, se escogerá el óptimo de W con el resto de los parámetros característicos fijados.

La elección de los valores que deben tomar p_{1w} y T_{1w} debe atender los siguientes aspectos:

Tal y como se ha detallado en los apartados correspondientes a la teoría del ciclo combinado, una forma de incrementar la potencia generada por la turbina de vapor y consiste en aumentar la presión y temperatura del foco caliente que cede energía al ciclo, es decir, aumentar la presión y temperatura a la que opera el agua cuando recibe la energía

de los gases para el cambio de fase. Un aumento de p_{1w} o T_{1w} va asociado a un incremento de la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada de la turbina. Teniendo en cuenta que el condensador opera a una presión fija alrededor de 0.04 bar, elevar p_{1w} o T_{1w} implicaría aumentar el salto entálpico de la turbina de vapor y, por tanto, de la potencia generada.

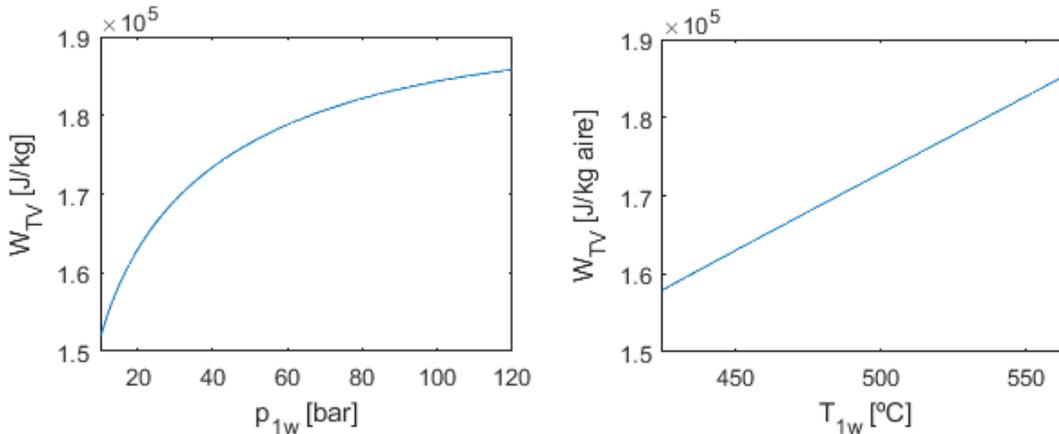


Figura 40. Potencia de la turbina respecto p_{1w} y T_{1w} .

Se observa en la figura 40 cómo, manteniendo W constante, los valores de potencia generada por la turbina tienden a aumentar a medida que se establecen presiones y temperaturas p_{1w} y T_{1w} cada vez mayores.

A continuación, se muestra cómo varían los rendimientos del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado global en función de la presión y temperatura de vapor a la entrada de la turbina.

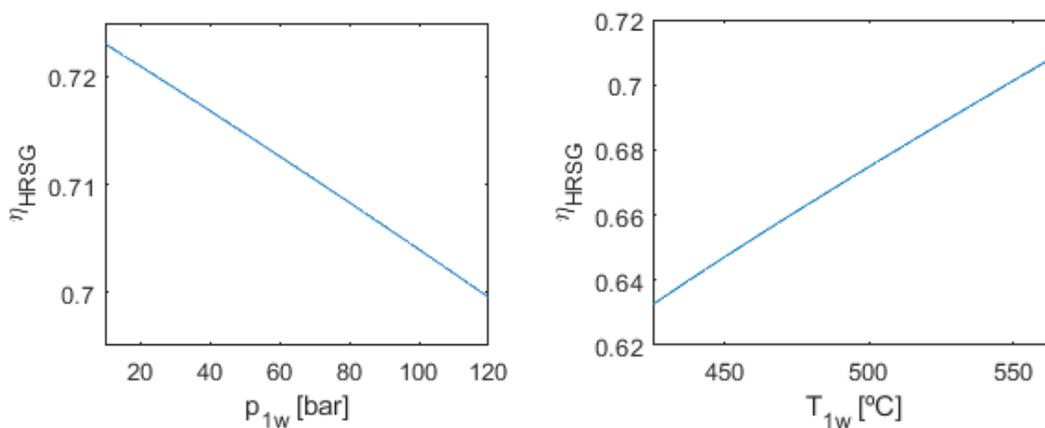


Figura 41. Rendimiento del HRSG respecto p_{1w} y T_{1w} .

El rendimiento de la caldera de recuperación de calor disminuye conforme aumenta p_{1w} , a diferencia de T_{1w} que, conforme aumentamos su valor, mejora el acoplamiento térmico

entre ciclo. Este rendimiento depende de T_{7g} , que aumenta según lo hace p_{1w} y disminuye conforme aumenta T_{1w} , según la figura 42. Es por esto que, manteniendo el resto de parámetros constantes, el rendimiento del HRSG aumenta con p_{1w} y disminuye con T_{1w} , tal y como se observa en las siguientes figuras.

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{Rankine}}{\dot{Q}_{HRSG}} = \frac{(1 + F)C_{p_g} (T_{4g} - T_{7g})}{\dot{Q}_{HRSG}}$$

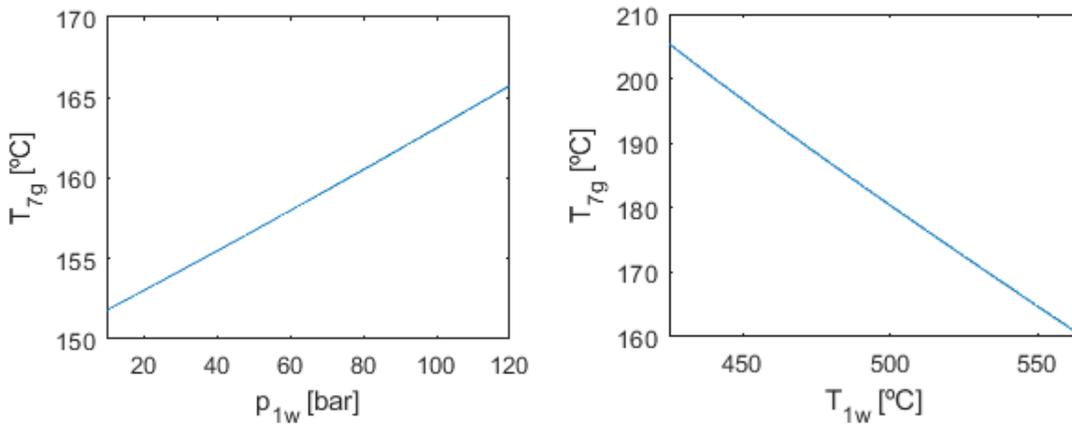


Figura 42. Temperatura de los gases a la salida del HRSG, T_{7g} , respecto p_{1w} y T_{1w} .

Se puede afirmar por tanto que, para un mismo valor de caudal de agua W , el aumento de la presión incide negativamente en el rendimiento del HRSG: si se escogiese para cada presión su correspondiente valor optimizado W . Para la temperatura de vapor, se observa que, aun escogiendo un valor de W no optimizado para cada una, su influencia en el rendimiento es positiva.

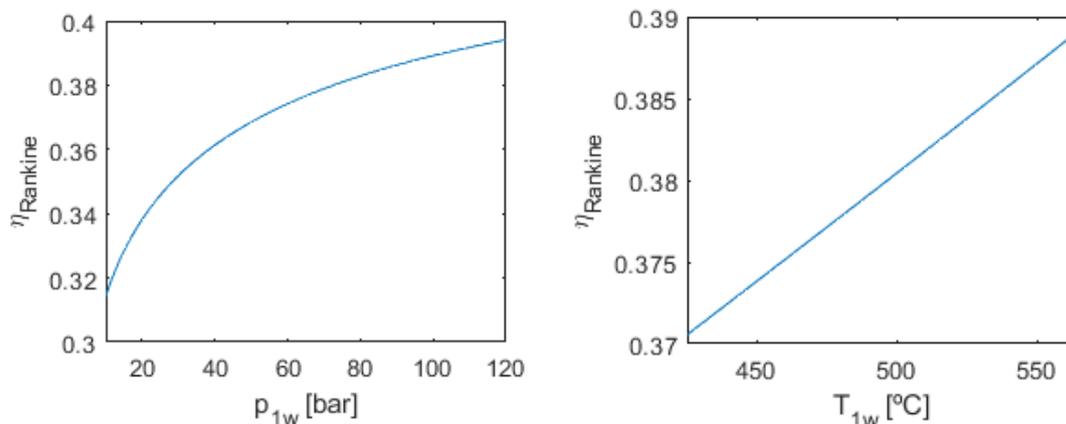


Figura 43. Rendimiento del ciclo Rankine respecto p_{1w} y T_{1w} .

En la figura 43 se observa cómo el rendimiento del ciclo Rankine aumenta a medida que lo hacen p_{1w} y/o T_{1w} . Para p_{1w} , el rendimiento aumenta porque aumenta $W_{Rankine}$ y T_{7g}

disminuye conforme incrementamos la presión de vapor. Para T_{1w} , el rendimiento también aumenta porque el incremento de potencia generada $\dot{W}_{Rankine}$ es superior sobre el aumento de $\dot{Q}_{Rankine}$, es decir, sobre la disminución de T_{7g} .

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{Rankine}}{\dot{Q}_{Rankine}} = \frac{\dot{W}_{Rankine}}{(1 + F)C_{p_g} (T_{4g} - T_{7g})}$$

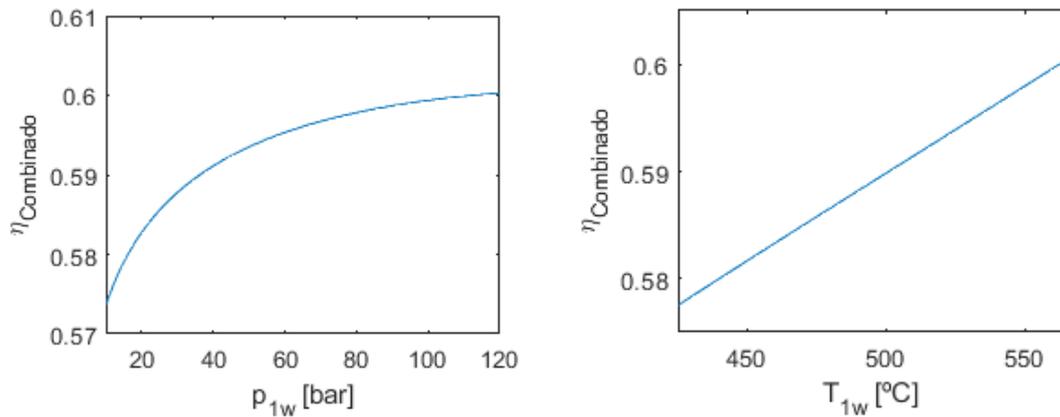


Figura 44. Rendimiento del ciclo combinado respecto p_{1w} y T_{1w} .

En la figura 44 se observa que la tendencia del rendimiento del ciclo combinado tiende a aumentar según lo hace p_{1w} y T_{1w} .

La elección de los valores de p_{1w} y T_{1w} atenderán todas estas consideraciones.

Por último, pero no menos importante, p_{1w} y T_{1w} están condicionados por el título de vapor mínimo del agua a la salida de la turbina.

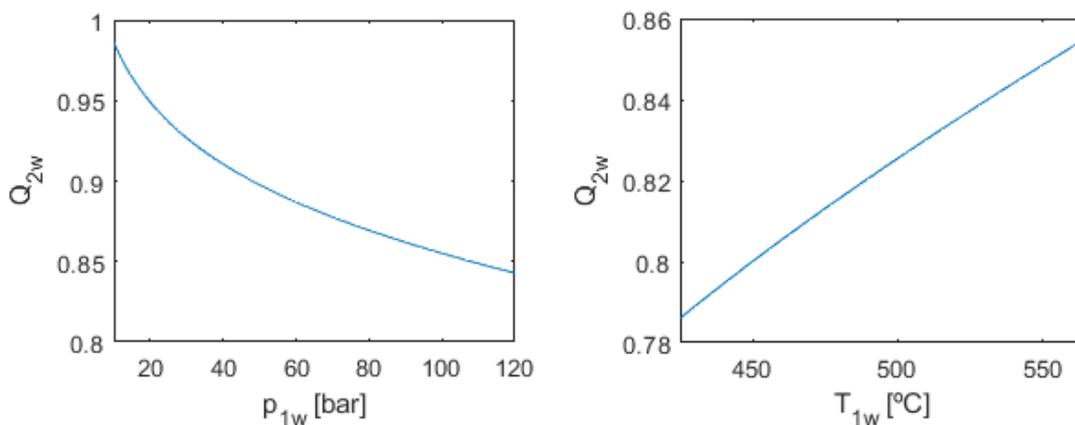


Figura 45. Título de vapor a la salida de la turbina respecto p_{1w} y T_{1w} .

Se observa en la figura 45 cómo, a medida que aumenta la presión de vapor p_{1w} , el título de vapor tiende a reducirse. Sin embargo, el contenido de agua líquida disminuye conforme aumenta T_{1w} .

Se establece como valor óptimo de p_{1w} el máximo posible para garantizar los mejores resultados en cuanto a producción de potencia y rendimiento, y que a su vez cumpla la condición de título de vapor mínimo.

Para T_{1w} , se observa que aumentando esta temperatura se incrementa la potencia y rendimientos y además reduce el contenido de agua líquida a la salida de la turbina, por lo que se establece como valor óptimo el máximo posible del rango de valores detallado en las condiciones de diseño.

Desatacar que, aun escogiendo un valor de W no óptimo para cada una de las presiones y temperaturas de vapor tratadas, la potencia y rendimientos aumentan.

4.7.3 Ciclo combinado de dos niveles de presión

4.7.3.1 Optimización de W

Al igual que para el ciclo de un nivel de presión, se escoge el valor óptimo de W que cumplen las condiciones impuestas de temperatura de los gases mínima a la salida del HRSG y los PP mínimos.

En cuanto al análisis de W , los resultados de las variables termodinámicas mantienen la misma tendencia que en el código de un nivel de presión: de entre todos los valores que puede tomar W que garanticen el cumplimiento de los requisitos termodinámico ya mencionados, se escogerá el máximo.

A continuación, se muestra el análisis de sensibilidad de W :

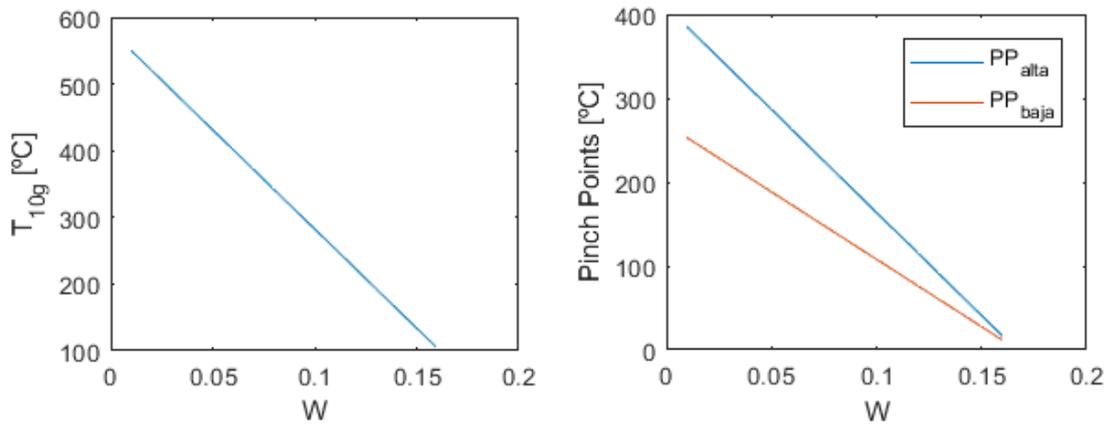


Figura 46. Temperatura de los gases a la salida del HRSG, T_{10g} , y Pinch Points de alta y baja respecto W .

Se observa en la figura 46 que, conforme aumenta el caudal de vapor que circula en el ciclo Rankine, T_{10g} disminuye. Esto se debe a que, tal y como se ha explicado, si W toma valores bajos, el calor de los gases no se transfiere eficientemente al agua y, por tanto, la temperatura de los gases a lo largo de la caldera de recuperación se mantendría muy cercana a la de entrada al HRSG.

A medida que circula más vapor de agua en el circuito, los Pinch Points del ciclo de alta y baja presión toman valores cada vez más cercanos a los de los Pinch Points mínimos: disminuyen como consecuencia de la buena transferencia de calor de los gases de escape al agua al aumentar la cantidad de vapor que circula.

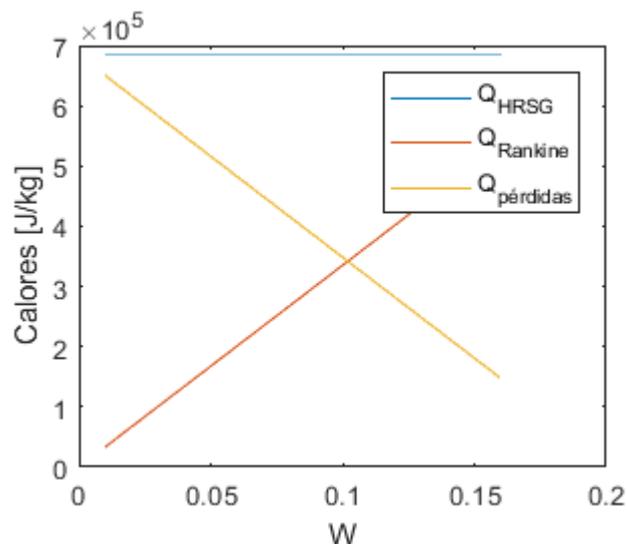


Figura 47. Q_{HRSG} , $Q_{Rankine}$ y $Q_{pérdidas}$ respecto W .

El calor transferido por parte de los gases de escape al agua, $Q_{Rankine}$ aumenta según circula más vapor de agua, W , tal y como se observa en la figura 47. Es por esto que el

calor definido como $Q_{\text{pérdidas}}$ disminuye ya que, tal y como se ha determinado en anteriores apartados, ambos calores son la suma del total que recibe el HRSG del ciclo Brayton, el cual es independiente del caudal de vapor de agua que circule.

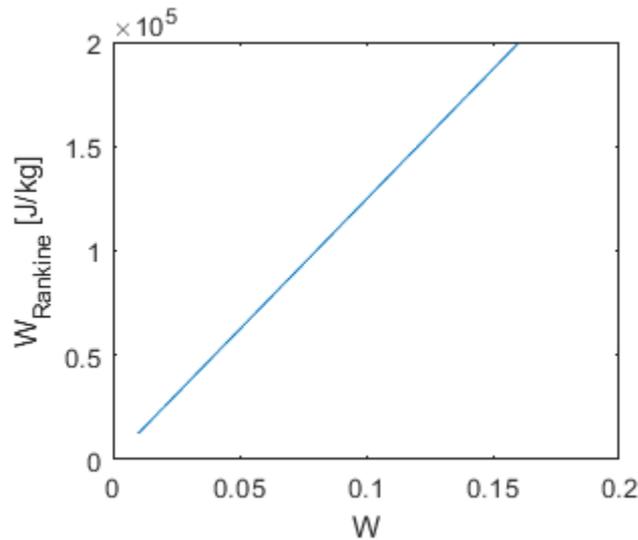


Figura 48. Potencia neta del ciclo Rankine respecto W .

En la figura 48 se ve cómo a medida que aumenta el caudal de vapor, aumenta la potencia neta generada por el ciclo como consecuencia de ser directamente proporcional a W .

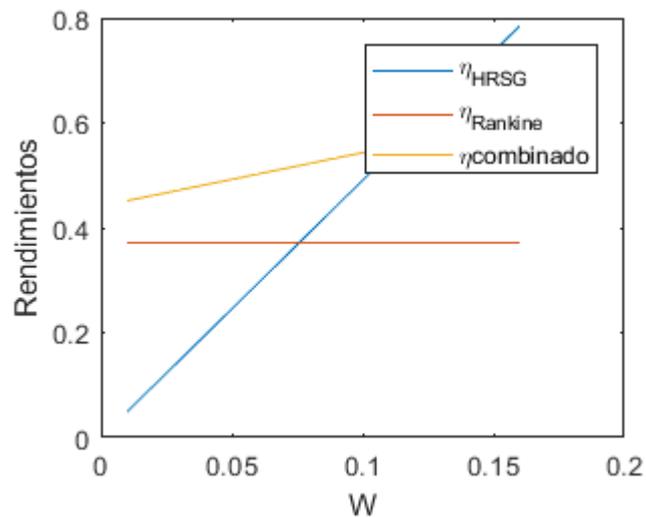


Figura 49. Rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto W .

En la figura 49 se observa cómo el rendimiento del HRSG y del ciclo combinado aumenta según lo hace W . Sin embargo, el rendimiento del ciclo Rankine, que no es función de W , se mantiene constante. Sus explicaciones son las mismas que las tratadas para el ciclo de un nivel de presión.

Por todo esto, elegiremos el máximo valor posible de W que cumple con los requisitos termodinámicos de temperatura de los gases a la salida del HRSG mínima y Pinch Points mínimos de cada nivel.

4.7.3.2 Optimización de α

El parámetro α determina la cantidad de gasto másico de vapor que circula por cada nivel de presión de la caldera de recuperación de calor. Dependiendo de su valor, circulará más o menos caudal de vapor en un nivel u otro.

Una vez optimizado W , elegimos para α el valor óptimo del resto de posibles valores que cumplen las condiciones termodinámicas de $T_{10g,min}$, $PP_{alta,min}$ y $PP_{baja,min}$, con el objetivo de reducir las pérdidas de energía que existen en el acoplamiento de los ciclos Rankine y Brayton.

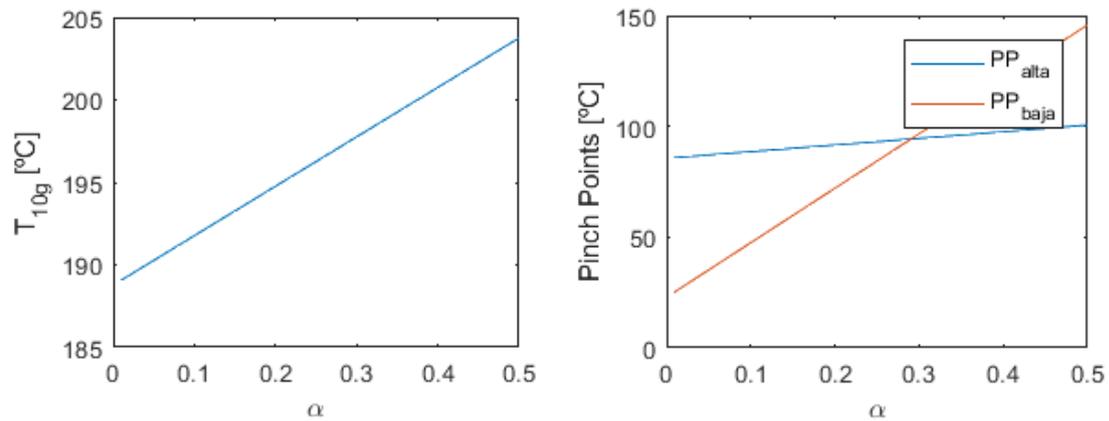


Figura 50. Temperatura de los gases a la salida del HRSG, T_{10g} , y Pinch Points de alta y baja presión respecto α .

Para valores de α altos, o lo que es lo mismo, conforme circula más caudal de vapor por el nivel de baja presión y, por tanto, menos por el nivel de alta, aumenta la temperatura T_{10g} y los Pinch Points de alta y baja, PP_{alta} y PP_{baja} , tal y como se observa en la figura 50. Si se eligen valores muy elevados para α , entonces no habrá suficiente vapor de agua en el nivel de alta para recibir la energía de los gases de escape y el acoplamiento térmico entre ciclos será muy ineficiente.

Los calores, la potencia neta generada y los rendimientos propios del ciclo tienden a disminuir conforme lo hace el caudal de agua del nivel de alta, es decir, conforme aumenta el parámetro α . A continuación, se detalla estas variaciones en las figuras 51, 52 y 53.

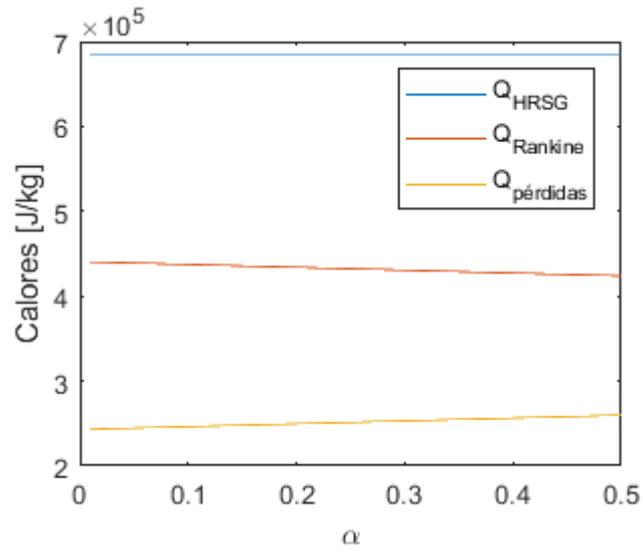


Figura 51. Q_{HRSG} , $Q_{Rankine}$ y $Q_{p\acute{e}rdidas}$ respecto α .

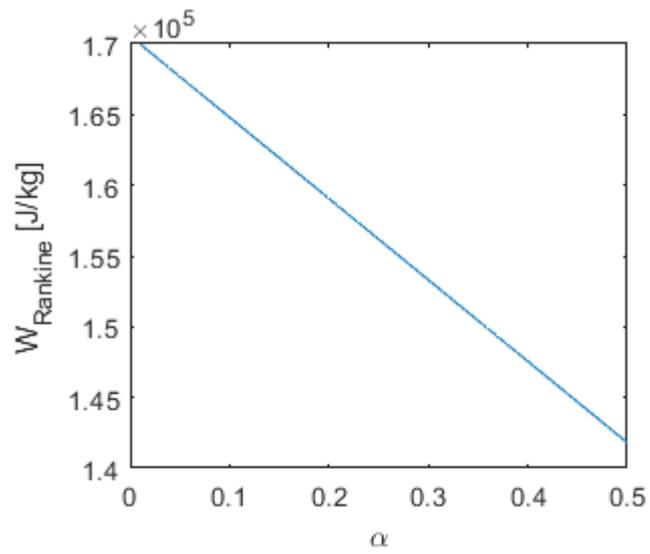


Figura 52. Potencia neta del ciclo Rankine respecto α .

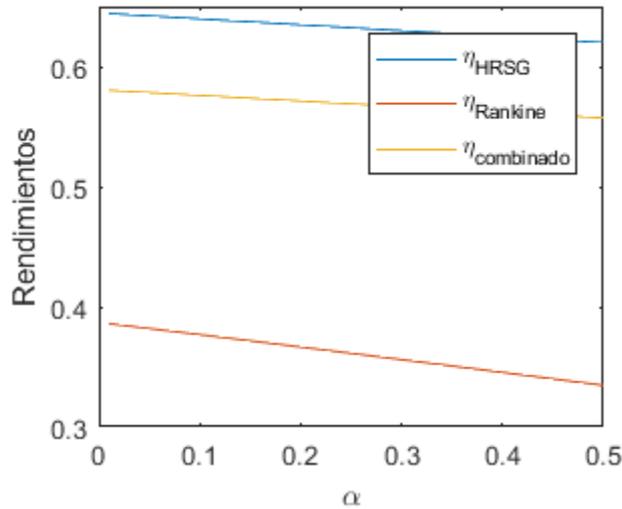


Figura 53. Rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto α .

El principal objetivo termodinámico del diseño de una caldera de recuperación de calor con dos niveles de presión es que en el nivel de alta se lleve a cabo la mayor parte del intercambio de calor entre los gases y el vapor, y que el calor residual que todavía mantienen los gases se transfiera al vapor correspondiente al nivel de baja presión. Esto se consigue garantizando suficiente vapor en el nivel de alta. Por eso, el caudal de vapor que circula en el nivel de baja debe ser lo más bajo posible ya que no precisa de tanto como en el nivel de alta.

Por todo esto, se escogerá para α el mínimo valor posible de entre todos lo que cumplen las condiciones termodinámicas ya mencionadas, y que a su vez depende del valor que tome W .

4.7.3.3 Optimización de p_{1aw} , T_{1aw} , p_{1bw} y T_{1bw}

A continuación, se detallan qué valores deben tomar p_{1aw} , T_{1aw} , p_{1bw} y T_{1bw} de forma que se alcance la máxima potencia neta generada en el ciclo de vapor y los rendimientos del ciclo más elevados. En todo momento, se cumplen las restricciones termodinámicas establecidas al inicio de código y se calculan los resultados del ciclo a partir de valores de W y α constantes que garantizan el cumplimiento de las condiciones termodinámicas. Estos valores son los máximos posibles para cada presión y temperatura del nivel de alta y baja.

Las presiones de vapor del nivel de alta y baja presión están sujetas a las siguientes limitaciones:

-Estableciendo una presión de operación de vapor elevada en el nivel de alta presión, conseguimos maximizar tanto la potencia generada por la turbina de vapor como los rendimientos.

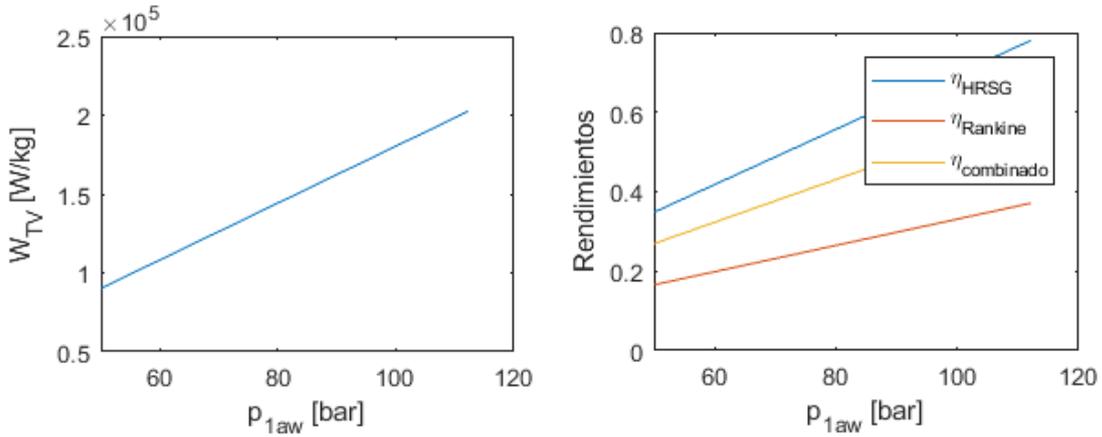


Figura 54. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto p_{1aw} .

-La presión de vapor p_{1bw} debe ser lo suficientemente baja para aprovechar el calor residual de los gases de escape que, tras atravesar el nivel de alta, se encuentran a temperaturas más bajas. Dentro del rango de valores posibles, debe tomarse la más alta presión debido a que aumenta la potencia de la turbina de vapor y los rendimientos.

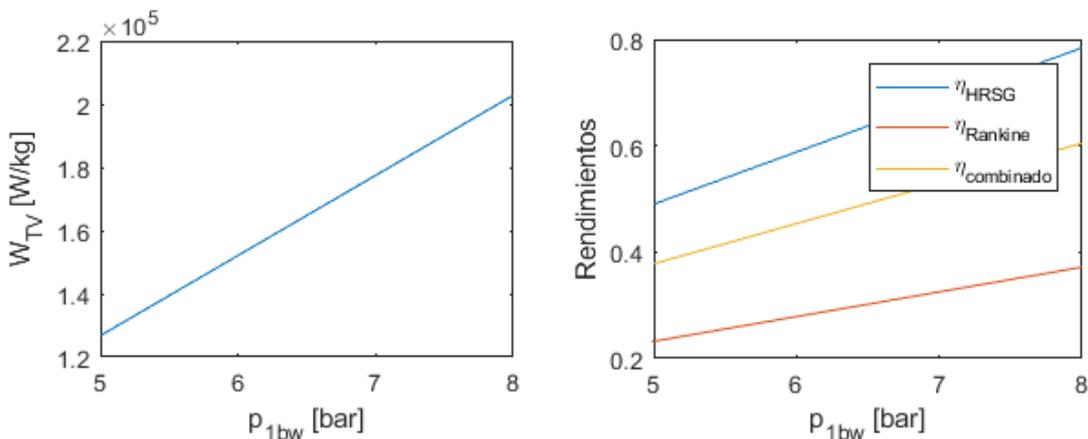


Figura 55. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto p_{1bw} .

En cuanto a las temperaturas de vapor del nivel de alta y baja presión:

-Se debe establecer la máxima temperatura posible a la entrada de la turbina en el nivel de alta presión: la potencia de la turbina aumenta considerablemente cuanto mayor es T_{1aw} . Conforme el vapor de alta presión opera a temperaturas cada vez

mayores, aumenta la entalpía a la entrada de la turbina. Los rendimientos también mejoran.

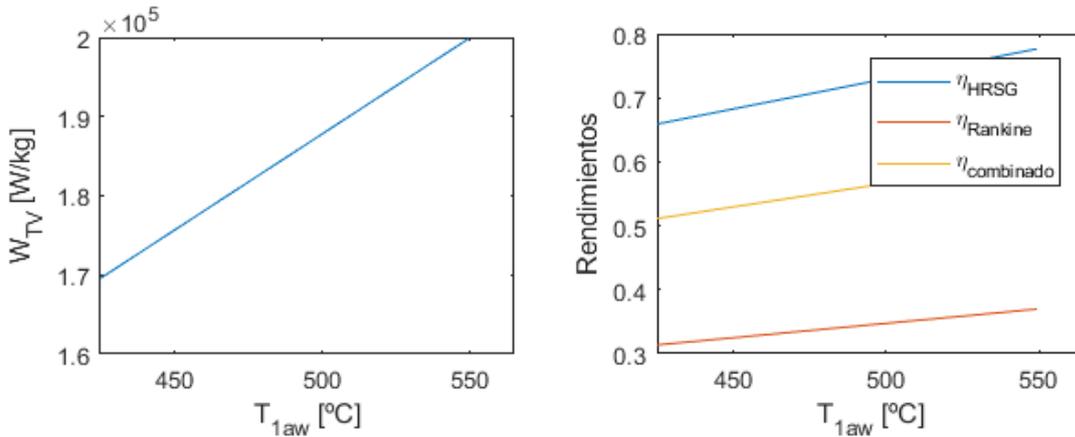


Figura 56. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto T_{1aw} .

-Para la temperatura de vapor de baja presión, T_{1bw} , también se consigue una potencia mayor por parte de la turbina a medida que se trabaja con T_{1bw} mayores. Los rendimientos mejoran inapreciablemente.

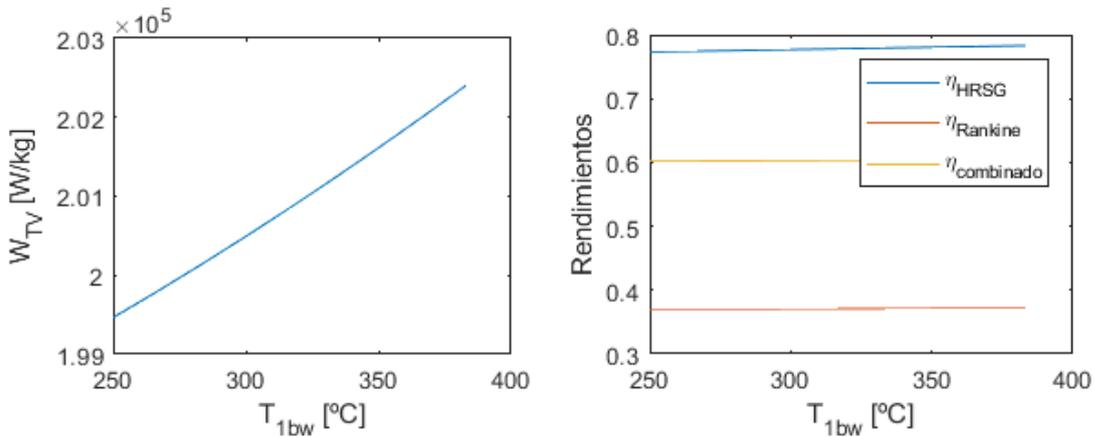


Figura 57. Potencia de la turbina de vapor y rendimiento del HRSG, del ciclo Rankine y del ciclo combinado respecto T_{1bw} .

Desde un punto de vista termodinámico, el incremento de estas temperaturas da lugar a una temperatura media del foco caliente del ciclo Rankine mayor y, por tanto, a un aumento del rendimiento del ciclo.

Se puede concluir con que los valores óptimos para p_{1aw} , T_{1aw} , p_{1bw} y T_{1bw} son los máximos dentro del rango de valores posible de cada parámetro, establecido en las hipótesis de diseño. Se observa cómo, aun no teniendo en cuenta los valores óptimos de W y α para cada presión y temperatura de vapor del nivel de alta y baja presión, las prestaciones termodinámicas mejoran.

4.8 Resultados

A continuación, se muestran los resultados de los códigos de simulación de los ciclos combinados de uno y dos niveles de presión con los parámetros termodinámicos característicos optimizados.

Ciclo combinado con caldera de recuperación de un nivel de presión	Parámetros característicos			
	PR	T _{3g} [°C]	p _{1w} [bar]	T _{1w} [°C]
	15	1400	100	565
Fluidos de trabajo	F		W	
	0,0241		0,139	
Temperaturas características del aire/gas y Pinch Point [°C]	T ₁	T _{4g}	T _{7g}	PP
	15	579.8516	160.091	5.7866
Energía en forma de calor [MJ/kg aire]	Q _{cc}	Q _{HRS} G	Q _{Rankine}	Q _{pérdidas}
	1.2086	0.66693	0.47289	0.19404
Potencia neta generada [MJ/kg aire]	W _{Brayton}		W _{Rankine}	
	0.54167		0.18404	
Rendimientos	η _{Brayton}	η _{HRS} G	η _{Rankine}	η _{Combinado}
	0.4482	0.7090	0.3892	0.6005

Tabla 8. Resultados optimizados del ciclo combinado de un nivel de presión.

Ciclo combinado con caldera de recuperación de dos niveles de presión	Parámetros característicos					
	PR	T _{3g} [°C]	p _{1aw} [bar]	T _{1aw} [°C]	p _{1bw} [bar]	T _{1bw} [°C]
	15	1400	100	565	8	400
Fluidos de trabajo y alpha	F		W		α	
	0,0241		0,16		0,15	
Temperaturas características del aire/gas y Pinch Points [°C]	T ₁			T _{4g}		
	15			579.8516		
	T _{10g}			PP alta		
	103.9142			16.2961		
	PP baja					
	11.4610					
Energía en forma de calor [MJ/kg aire]	Q _{cc}			Q _{HRSG}		
	1.2086			0.66693		
	Q _{Rankine}			Q _{pérdidas}		
	0.53617			0.13076		
Potencia neta generada [MJ/kg aire]	W _{Brayton}			W _{Rankine}		
	0.54167			0.19930		
Rendimientos	η _{Brayton}			η _{HRSG}		
	0.4482			0,8039		
	η _{Rankine}			η _{Combinado}		
	0,3717			0,6131		

Tabla 9. Resultados optimizados del ciclo combinado de dos niveles de presión.

Se puede observar en los resultados como el hecho de introducir un nivel de presión adicional en la caldera de recuperación de calor mejora las prestaciones termodinámicas del ciclo combinado. Partiendo del mismo ciclo Brayton para ambos códigos:

-En el ciclo de dos niveles, se requiere mayor cantidad de agua para operar en óptimas condiciones. Es por esto que cuantos más niveles de presión tenga el HRSG, se aumentan los costes no solo en relación con el encarecimiento de la instalación que supone añadir otro nivel, sino en agua que circula en el ciclo de vapor.

-La temperatura a la salida del HRSG es inferior en la caldera de dos niveles de presión debido a que se ha llevado a cabo un mayor aprovechamiento de la energía. Al introducir un nivel de presión más, los gases transfieren más energía al agua que circula en el ciclo Rankine. Como consecuencia, el rendimiento η_{HRSG},

que se define como la eficiencia térmica en el acoplamiento de los ciclos Brayton y Rankine, es mayor en la caldera de recuperación de dos niveles de presión.

-La potencia generada por el ciclo Rankine aumenta en el ciclo de dos niveles de presión debido al mayor aprovechamiento de calor, como consecuencia del incremento de gasto másico de agua necesario.

-Aunque el rendimiento del ciclo Rankine disminuye en el ciclo de dos niveles de presión, la potencia, tal y como hemos comentado, aumenta: por tanto, se deduce que es debido al aumento de la cantidad de calor transferido de los gases de escape al vapor de agua, $Q_{Rankine}$, por lo que el rendimiento disminuye.

-El rendimiento global del ciclo combinado se ve mejorado conforme introducimos niveles de presión en el HRSG: se observa la incidencia que tiene el correcto y eficiente funcionamiento de la caldera de la recuperación de calor en el rendimiento asociado al acoplamiento térmico de ciclos, $\eta_{Combinado}$.

Una vez que se han determinado los parámetros característicos del ciclo, podemos simular cualquier tipo de central en función del gasto másico de aire que se introduzca en el compresor.

La potencia generada por el ciclo depende del gasto másico de aire. Esto hace que estas centrales puedan controlar la cantidad de potencia a generar en todo momento, garantizando así una gran flexibilidad frente a otras energías.

La potencia neta del ciclo Brayton depende del gasto másico de los gases tras la combustión, al igual que la potencia correspondiente al ciclo Rankine está determinada según el gasto másico de vapor de agua.

Para el ciclo combinado de un nivel de presión, con un gasto másico de 1kg/s, se ha conseguido generar:

$$\dot{W}_{Combinado\ de\ 1\ nivel\ de\ presión} = \dot{W}_{Brayton} + \dot{W}_{Rankine} = 0.72571 \frac{MJ}{kg\ aire}$$

Por tanto, para una central térmica que requiera generar, por ejemplo, 400MW, se necesita un gasto másico de aire, de agua y de combustible de:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{400\ MW}{0.72571 \frac{MJ}{kg\ aire}} = 551.184\ kg/s$$

$$\dot{m}_{agua} = W \cdot \dot{m}_{aire} = 0.139 \cdot 551.184\ kg/s = 76.614\ kg/s$$

$$\dot{m}_{fuel} = F \cdot \dot{m}_{aire} = 0.0241 \cdot 551.184 \text{ kg/s} = 13.283 \text{ kg/s}$$

Para el ciclo combinado de dos niveles de presión, se genera, con 1kg/s de gasto másico de aire, una potencia de:

$$\dot{W}_{\text{Combinado de 2 niveles de presión}} = 0.74097 \frac{MJ}{kg \text{ aire}}$$

Por lo que, si necesitamos que una central genere 400MW de potencia, entonces será necesario un gasto másico de aire, de agua y de combustible de:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{400 \text{ MW}}{0.74097 \frac{MJ}{kg \text{ aire}}} = 539.833 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{agua} = 0.16 \cdot 539.833 \text{ kg/s} = 86.373 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{fuel} = 0.0241 \cdot 539.833 \text{ kg/s} = 13.01 \text{ kg/s}$$

5. Análisis económico

5.1 Comparativa de costes de la potencia de los ciclos

A continuación, se ha realizado un análisis comparativo del precio de la potencia que generan ambas centrales.

Para un gasto másico de aire de 500 kg/s, las centrales de ciclo combinado de uno y dos niveles generan:

$$\dot{W}_{\text{Combinado de 1 nivel de presión}} = 362.855 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{Combinado de 2 niveles de presión}} = 370.485 \text{ MW}$$

Asumiendo un precio de la electricidad de 15 c€/kWh, según la tarifa por defecto para usuarios con una potencia menor a 10kW (Precio Voluntario al Pequeño Consumidor) proporcionada por la Red Eléctrica de España [16], el precio de toda la potencia generada por hora para cada ciclo es de:

$$\text{Precio horario de potencia generada}_{\text{Combinado de 1 nivel de presión}} = 54428.25 \text{ €}$$

$$\text{Precio horario de potencia generada}_{\text{Combinado de 2 niveles de presión}} = 55572.75 \text{ €}$$

5.2 Presupuesto del proyecto

Se comenzó a trabajar en el proyecto de fin de grado a finales del mes de mayo y se finalizó a mediados del mes de septiembre. Debido a que no se ha contabilizado el número de horas exactas trabajadas al día, se ha estimado un trabajo de 15 horas a la semana durante este periodo de 4 meses (28 semanas), lo que supone un total de 420 horas.

Los costes del Software empleado incluyen la licencia de Matlab R2018a, el sistema operativo Microsoft Windows 10 y el paquete de Microsoft Office 365. Se han empleado licencias estudiantiles debido a que el proyecto carece de carácter comercial. De acuerdo con los datos ofrecidos por Mathworks, la licencia estudiantil tiene un coste por año de 250€ [17]. El paquete de Microsoft Office 365 se puede comprar por 69€/año y el sistema operativo Microsoft Windows 10 tiene un coste fijo de 259€ [18]. Para el cálculo del coste de Microsoft Windows, se ha considerado una depreciación lineal del SO de 10 años: su coste anual es, por tanto, de 26€ aproximadamente.

El coste total del software durante los 4 meses de trabajo se calcula como:

$$Coste_{Software} = \frac{4}{12} * (Coste_{Matlab} + Coste_{Windows} + Coste_{Office}) = 115.67€$$

Se ha considerado que los costes de Hardware solamente corresponden a la depreciación del ordenador empleado para la elaboración del proyecto. Su coste es de 1000€. Considerando una depreciación lineal de 5 años, el coste del ordenador durante los 4 meses de duración del proyecto es de 66.67€.

De acuerdo con el ‘convenio colectivo del sector de empresas de ingeniería y oficinas de estudios técnicos’ [19] ofrecido por el Ministerio de Empleo y Seguridad Social español, el salario anual medio de un ingeniero recién graduado (becario) es de 17544.24€, lo que equivale aproximadamente a 10€/hora. Tal y como se ha comentado, se ha considerado un número de horas trabajadas durante el proyecto de 420, por tanto, el salario total asciende a 4200€.

En resumen, el coste total del proyecto es de:

$$Coste_{Proyecto} = Coste_{Software} + Coste_{Hardware} + Coste_{Laboral} = 4382.34€$$

6. Conclusiones

El desarrollo de este proyecto ha permitido conocer de forma mucho más detallada y precisa el funcionamiento de las centrales térmicas basadas en la tecnología del ciclo combinado.

Actualmente, las centrales de ciclo combinado son una de las mejores alternativas que consiguen un excelente equilibrio entre producción de potencia y respeto al medio ambiente. Sus bajas emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero junto con su alta flexibilidad y elevados rendimientos la convierten en una eficiente competidora de las energías renovables.

A partir de la teoría expuesta que rige este tipo de ciclos, se ha sido capaz de tratar y analizar cada una de los componentes que lo forman. Se ha analizado el comportamiento de ciertas variables termodinámicas características del ciclo cuyos valores óptimos se han elegido en función de los resultados obtenidos de potencia generada y rendimiento.

En un principio, se probaron diferentes modelos de programación para simular el ciclo combinado hasta que finalmente se consiguió programar un código que permite calcular los parámetros termodinámicos más importantes del ciclo en función de lo que se ha considerado como variables independientes.

Se han considerado constantes la relación de compresión y la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión con el objetivo de llevar a cabo un análisis comparativo de los resultados de los ciclos Rankine junto con las calderas de recuperación: se ha partido del mismo ciclo Brayton para ambos códigos con el fin de analizar los resultados de un código y otro y ver como varían al añadir un nivel de presión más a la caldera de recuperación de calor.

El análisis de sensibilidad ha permitido escoger qué valores pueden tomar estas variables con los que se consiguen mayores rendimientos. Los valores están delimitados en determinados rangos que se recogen en las hipótesis de diseño.

Conforme aumentamos el flujo de agua en el ciclo Rankine, se incrementa la potencia generada y el rendimiento del ciclo: es por esto que se ha elegido el máximo valor que cumple las condiciones impuestas sobre la temperatura de los gases a la salida del HRSG y el Pinch Point. En el caso del ciclo de dos niveles de presión, se observa cómo cuanto menor vapor circula por el nivel de baja y, por tanto, más en el de alta, mayor es la

potencia y el rendimiento del ciclo. Según los resultados optimizados, para una misma potencia generada por ambos ciclos, es necesaria más cantidad de agua que circule en el ciclo Rankine y menos gasto másico de aire en el ciclo de dos niveles de presión.

Se ha comprobado cómo se alcanzan mejoras en el rendimiento a medida que incrementamos los valores de presión y temperatura de vapor a la entrada de la turbina, tanto para los ciclos con uno y dos niveles de presión.

Otros parámetros que se han podido tratar como variables independientes son la temperatura ambiente con la que entra el aire al compresor, o los valores mínimos establecidos de Pinch Point. Sin embargo, se ha decidido por los anteriores parámetros porque:

- Variar la temperatura del aire a la entrada del ciclo Brayton supone un trabajo consumido que hay que añadir a los balances de energía y a los rendimientos del ciclo.
- Los Pinch Points no se han considerado como variables independientes para analizar. No obstante, el código empleado ha permitido valorar qué valores de Pinch Points eran los que arrojaban mejores resultados de aprovechamiento del calor en el HRSG, es decir, no se han impuesto valores fijos.

Cabe destacar que los resultados obtenidos se alejan relativamente de la realidad debido a que no se han considerado irreversibilidades tales como las pérdidas de carga o de calor, ni por parte de los gases de escape ni del vapor del agua. Destacar que el hecho de introducir caídas de presión de los fluidos de trabajo no hubiera supuesto un cambio radical del código de programación: el proceso de simulación hubiera sido el mismo.

Con el uso de Matlab, se ha podido simular la actividad de cada parte del ciclo, desde el compresor, pasando por la cámara de combustión hasta la turbina de gas en el ciclo Brayton, y desde la turbina de vapor, el condensador y la bomba de alimentación del ciclo Rankine. Se ha analizado el funcionamiento de una caldera de recuperación de calor, componente característica del ciclo y nexo principal de los ciclos Brayton y Rankine.

Se ha determinado en qué medida influye el acoplamiento térmico de ambos ciclos, definido según el rendimiento del HRSG, y como no sólo es necesario maximizar los rendimientos de los subciclos de gas y vapor para alcanzar el máximo rendimiento del ciclo combinado global.

Del análisis económico, se observa como introducir un nivel de presión más en el HRSG incrementa la potencia generada el ciclo (partiendo de un gasto másico de aire igual para ambos ciclos) y supone un aumento del precio total de la potencia generada.

En conclusión, con este trabajo se ha querido exponer los conceptos termodinámicos fundamentales que gobiernan las centrales basadas en los ciclos combinados, con el objetivo de analizar y saber escoger qué valores son los más óptimos y, por tanto, empleados en los parámetros de operación más importantes de estos ciclos.

El siguiente paso tras haber desarrollado modelos de simulación de ciclos combinados de uno y dos niveles de presión, sería elaborar códigos para un ciclo combinado con tres niveles de presión, incluir recalentamiento en cada uno u operar con presiones de trabajo supercríticas en el ciclo Rankine; ver y tratar el comportamiento de las variables termodinámicas ya mencionadas, así como de nuevas que aparezcan, propias de cada ciclo mediante un análisis de sensibilidad que permita comparar diferentes modelos de generación de energía.

7. Bibliografía

- [1] Williams, J. C. (2006). History of energy. *The Franklin institute's resources for science learning scientists of energy*.
- [2] Boyle, G. (2004). Renewable energy. *Renewable Energy, by Edited by Godfrey Boyle, pp. 456. Oxford University Press, May 2004. ISBN-10: 0199261784. ISBN-13: 9780199261789, 456.*
- [3] Furió, C., Carrascosa, J., Gil-Pérez, D., & Vilches, A. (2005). ¿ Qué problemas plantean la obtención y el consumo de recursos energéticos. *Gil-Pérez et al.(Eds.).¿ Cómo promover el interés por la cultura científica.*
- [4] Red eléctrica de España, (2017). *El sistema eléctrico español-Avance 2017.*
- [5] Plan de Energías Renovables. (2011). Renovables 2011-2020. *Evaluación Ambiental Estratégica”, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.*
- [6] García, S. S., & Moñux, F. G. (2006). *Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto.* Ediciones Díaz de Santos.
- [7] Sequeiros, L. (1998). III Cumbre de la Tierra (Río de Janeiro, 1992) al fracaso de la Conferencia de Kioto (1997): Claves para comprender mejor los problemas ambientales del Planeta, De la. *Enseñanza de las Ciencias de la Tierra, 6(1), 3-12.*
- [8] Estrada Oyuela, R. A. (2010). Acuerdo de Copenhague: las negociaciones sobre el cambio climático después de la XV Conferencia. *Revista del CEI. Comercio Exterior e Integración. no. 17 (2010).*
- [9] Paquete de medidas sobre clima y energía hasta 2020, Comisión Europea.
Enlace: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_es
- [10] Katz, D. L. V. (Ed.). (1959). *Handbook of natural gas engineering.* McGraw-Hill.
- [11] Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica.* Reverté.
- [12] Garrido, S. G. (2011). *Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado.* Ediciones Díaz de Santos.

- [13] Van Wylen, G. J., & Sonntag, R. E. (1967). *Fundamentos de termodinámica* (No. 536.7). Limusa:.
- [14] Mohammed, M. K., Awad, O. I., Rahman, M. M., Najafi, G., Basrawi, F., Alla, A. N. A., & Mamat, R. (2017). The optimum performance of the combined cycle power plant: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 459-474.
- [15] Khan, M. N., & Tlili, I. (2018). New advancement of high performance for a combined cycle power plant: Thermodynamic analysis. *Case Studies in Thermal Engineering*, 12, 166-175.
- [16] Enlace: <https://www.esios.ree.es/es?locale=es>
- [17] Enlace: <https://es.mathworks.com/pricing-licensing>
- [18] Enlace: <https://www.microsoft.com/es-es/store>
- [19] Boletín Oficial del Estado, 18 de enero de 2017, Convenio colectivo del sector de empresas de ingeniería y oficinas de estudios técnicos. Núm. 15 Sec. III. Pág. 4356
Enlace: <https://www.boe.es/boe/dias/2017/01/18/pdfs/BOE-A-2017-542.pdf>

ANEXO

Código del ciclo Brayton

```
%%
%CICLO BRAYTON

%VARIABLES DEL CICLO BRAYTON
PR=15;
T3_gases=1400+273;

% DATOS
p_amb=101325;
T_amb=288;
p1=p_amb;
T1=T_amb;
p4_gases=101325;

Cp_aire=1006;
Cv_aire=717.462;
gamma_aire=Cp_aire/Cv_aire;
LHV=50047000;
Cp_gases=1100;
gamma_gases=1.4;
Cp_fuel=2253.7;
T_fuel=25+273;

eta_c_iso=0.89;
eta_tg_iso=0.91;
eta_cc=0.99;

% Compresor.

p2=PR*p1;
T2=T1*(1+(1/eta_c_iso)*(PR^((gamma_aire-1)/gamma_aire)-1));
W_c=Cp_aire*(T2-T1);

% Cámara de combustión.

F=(Cp_gases*T3_gases-Cp_aire*T2)/(eta_cc*LHV-
Cp_gases*T3_gases+Cp_fuel*T_fuel);
Q_cc=F*LHV;

% Turbina de gas.

p3_gases=p2;
T4_gases=T3_gases*(1-eta_tg_iso*(1-(p4_gases/p3_gases)^((gamma_gases-
1)/gamma_gases)));

W_tg=(1+F)*Cp_gases*(T3_gases-T4_gases);
W_net_Brayton=W_tg-W_c;

eta_Brayton=(W_tg-W_c)/Q_cc;
```

Código del ciclo Rankine y HRSG de un nivel de presión

```
%CICLO RANKINE Y HRSG DE UN NIVEL DE PRESIÓN

%Variables de entrada del ciclo Rankine y del HRSG

p1_H2O=10000000;
T1_H2O=565+273;

% DATOS
PP_min=5;
T7_gases_min=90+273;
eta_tv_iso=0.9;
eta_b_iso=0.85;

% (1) A la entrada de la turbina de vapor.

h1_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p1_H2O, 'T', T1_H2O, 'Water');
s1_H2O=CoolProp.PropsSI ('S', 'P', p1_H2O, 'T', T1_H2O, 'Water');

% (2) Entre la turbina de vapor y el condensador.

T2_H2O=T_amb+15;
p2_H2O=CoolProp.PropsSI ('P', 'T', T2_H2O, 'Q', 0, 'Water');
s2i_H2O=s1_H2O;
h2i_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p2_H2O, 'S', s2i_H2O, 'Water');
h2_H2O=h1_H2O-eta_tv_iso*(h1_H2O-h2i_H2O);
Q2_H2O=CoolProp.PropsSI ('Q', 'P', p2_H2O, 'H', h2_H2O, 'Water');

% (3) Entre el condensador y la bomba de alimentación.

p3_H2O=p2_H2O;
T3_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p3_H2O, 'Q', 0, 'Water');
h3_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p3_H2O, 'Q', 0, 'Water');
s3_H2O=CoolProp.PropsSI ('S', 'P', p3_H2O, 'Q', 0, 'Water');

% (4) Entre la bomba y la entrada de la caldera de recuperación de
calor(HRSG).

p4_H2O=p1_H2O;
s4i_H2O=s3_H2O;
h4i_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'S', s4i_H2O, 'P', p4_H2O, 'Water');
h4_H2O=h3_H2O+(h4i_H2O-h3_H2O)/eta_b_iso;
T4_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p4_H2O, 'H', h4_H2O, 'Water');

%% HRSG

p4_H2O=p1_H2O;
p5_H2O=p1_H2O;
p6_H2O=p1_H2O;

% (5) Entre el economizador y el calderín.
```

```

T5_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p5_H2O, 'Q', 0, 'Water');
h5_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p5_H2O, 'Q', 0, 'Water');

% (6) Entre el calderín y el sobrecalentador.

T6_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p6_H2O, 'Q', 1, 'Water');
h6_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p6_H2O, 'Q', 1, 'Water');

%%

% Se llevará a cabo un proceso iterativo para el cálculo de la
%relación de vapor de agua y aire (W). Para ello, se inicializará a un
%valor mínimo y evaluaremos para cada iteración si cumple los
%requisitos termodinámicos impuestos:

% -Temperatura mínima de Pinch Point de 5°C.

% -Temperatura mínima de los gases a la salida de la caldera de
% recuperación de 90°C

i=1;
N=1000;
W=linspace(0.001,1,1000);
for i=1:N

    % BALANCES DE ENERGÍA

    % Sobrecalentador

        T5_gases=T4_gases-W(i)/((1+F)*Cp_gases)*(h1_H2O-h6_H2O);

    % Evaporador

        T6_gases=T5_gases-W(i)/((1+F)*Cp_gases)*(h6_H2O-h5_H2O);

    % Economizador

        T7_gases=T6_gases-W(i)/((1+F)*Cp_gases)*(h5_H2O-h4_H2O);

    % Pinch Point

        PP=T6_gases-T5_H2O;

        if (T7_gases>T7_gases_min) && (PP>PP_min)&&
(T4_gases>T5_gases) && (T5_gases>T6_gases) &&
(T6_gases>T7_gases)

            W_sol(i)=W(i);
            T7_gases_sol(i)=T7_gases;
            PP_sol(i)=PP;
            Q_HRSG_sol(i)=F*LHV-(W_tg-W_c);

        Else

            W_sol(i)=NaN;
            T7_gases_sol(i)=NaN;

```

```

        PP_sol(i)=NaN;
        Q_HRSG_sol(i)=NaN;

    end
end
%%
% Calores
for i=1:N

    Q_HRSG_sol(i)=F*LHV-(W_tg-W_c);

    Q_Rankine_sol(i)=(1+F)*Cp_gases*(T4_gases-T7_gases_sol(i));

    Q_perdidas_sol(i)=Q_HRSG_sol(i)-Q_Rankine_sol(i);

    eta_HRSG_sol(i)=Q_Rankine_sol(i)/Q_HRSG_sol(i);

    W_tv_sol(i)=W_sol(i)*(h1_H2O-h2_H2O);
    W_b_sol(i)=W_sol(i)*(h4_H2O-h3_H2O);
    W_net_Rankine_sol(i)=W_tv_sol(i)-W_b_sol(i);
    eta_Rankine_sol(i)=W_net_Rankine_sol(i)/Q_Rankine_sol(i);

    eta_COMBINADO_sol(i)=eta_Brayton+eta_Rankine_sol(i)*eta_HRSG_sol
    (i)*(1-eta_Brayton);

end

```

Código del ciclo Rankine y HRSG de dos niveles de presión

```

%CICLO RANKINE Y HRSG DE DOS NIVELES DE PRESIÓN

%Variables de entrada
T1a_H2O=565+273;
T1b_H2O=400+273;
p1a_H2O=10000000;
p1b_H2O=800000;

%DATOS
PP_alta_min=10;
PP_baja_min=10;
T10_gases_min=90+273;
eta_tv_iso=0.9;
eta_b1_iso=0.85;
eta_b2_iso=0.85;

% (1) A la entrada de la turbina de vapor de cada nivel de presión.

h1a_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p1a_H2O, 'T', T1a_H2O, 'Water');
s1a_H2O=CoolProp.PropsSI ('S', 'P', p1a_H2O, 'T', T1a_H2O, 'Water');

h1b_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p1b_H2O, 'T', T1b_H2O, 'Water');
s1b_H2O=CoolProp.PropsSI ('S', 'P', p1b_H2O, 'T', T1b_H2O, 'Water');

% (2) Entre la turbina de vapor y el condensador.

```

```

T2_H2O=T_amb+15;
p2_H2O=CoolProp.PropsSI ('P', 'T', T2_H2O, 'Q', 0, 'Water');

% (1a) Vapor procedente del nivel de baja presión.

s2ai_H2O=s1a_H2O;
h2ai_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p2_H2O, 'S', s2ai_H2O, 'Water');
h2a_H2O=h1a_H2O-eta_tv_iso*(h1a_H2O-h2ai_H2O);

% (1b) Vapor procedente del nivel de alta presión.

s2bi_H2O=s1b_H2O;
h2bi_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p2_H2O, 'S', s2bi_H2O, 'Water');
h2b_H2O=h1b_H2O-eta_tv_iso*(h1b_H2O-h2bi_H2O);

% (3) Entre el condensador y la bomba de alimentación.

p3_H2O=p2_H2O;
T3_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p3_H2O, 'Q', 0, 'Water');

h3_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p3_H2O, 'Q', 0, 'Water');
s3_H2O=CoolProp.PropsSI ('S', 'P', p3_H2O, 'Q', 0, 'Water');

% (4) Entre la bomba y la entrada de la caldera de recuperación de
calor (HRSG)

p4_H2O=p1a_H2O;
s4i_H2O=s3_H2O;
h4i_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'S', s4i_H2O, 'P', p4_H2O, 'Water');
h4_H2O=h3_H2O+(h4i_H2O-h3_H2O)/eta_b1_iso;
T4_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p4_H2O, 'H', h4_H2O, 'Water');

%% HRSG

p4_H2O=p1b_H2O;
p5_H2O=p1b_H2O;
p6_H2O=p1b_H2O;

p7_H2O=p1a_H2O;
p8_H2O=p1a_H2O;
p9_H2O=p1a_H2O;

% (5) Entre el economizador y el calderín del nivel de baja presión.

T5_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p5_H2O, 'Q', 0, 'Water');
h5_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p5_H2O, 'Q', 0, 'Water');
s5_H2O=CoolProp.PropsSI ('S', 'P', p5_H2O, 'Q', 0, 'Water');

% (6) Entre el calderín y el sobrecalentador del nivel de baja
presión.

T6_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p6_H2O, 'Q', 1, 'Water');
h6_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p6_H2O, 'Q', 1, 'Water');

% (7) Entre la bomba de alimentación y el economizador del nivel de
alta presión.

s7i_H2O=s5_H2O;

```

```

h7i_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'S', s7i_H2O, 'P', p7_H2O, 'Water');
h7_H2O=h5_H2O+(h7i_H2O-h5_H2O)/eta_b2_iso;
T7_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p7_H2O, 'H', h7_H2O, 'Water');

% (8) Entre el economizador y el calderín del nivel de alta presión.

T8_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p8_H2O, 'Q', 0, 'Water');
h8_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p8_H2O, 'Q', 0, 'Water');

% (9) Entre el calderín y el sobrecalentador del nivel de alta
presión.

T9_H2O=CoolProp.PropsSI ('T', 'P', p9_H2O, 'Q', 1, 'Water');
h9_H2O=CoolProp.PropsSI ('H', 'P', p9_H2O, 'Q', 1, 'Water');

% Se llevará a cabo un proceso iterativo para el cálculo de la
%relación de vapor de agua y aire (W). Para ello, se inicializará a un
%valor mínimo y evaluaremos para cada iteración si cumple los
%requisitos termodinámicos impuestos:

% -Temperatura mínima de Pinch Point de 10°C para los niveles de
%alta y baja.

% -Temperatura mínima de los gases a la salida de la caldera de
% recuperación de 90°C.

N=99;
[alpha,W]=ndgrid(0.01:0.01:0.99,0.01:0.01:0.99);

for i=1:N
    for j=1:N
        T5_gases=T4_gases-W(i,j)*(1-
            alpha(i,j))/(1+F)*Cp_gases)*(h1a_H2O-h9_H2O);

        T6_gases=T5_gases-W(i,j)*(1-
            alpha(i,j))/(1+F)*Cp_gases)*(h9_H2O-h8_H2O);

        T7_gases=T6_gases-W(i,j)*(1-
            alpha(i,j))/(1+F)*Cp_gases)*(h8_H2O-h7_H2O);

        T8_gases=T7_gases-
            W(i,j)*alpha(i,j)/(1+F)*Cp_gases)*(h1b_H2O-h6_H2O);

        T9_gases=T8_gases-
            1/((1+F)*Cp_gases)*(W(i,j)*alpha(i,j)*h6_H2O+W(i,j)*(1-
            alpha(i,j))*h5_H2O-W(i,j)*h5_H2O);

        T10_gases=T9_gases-W(i,j)/((1+F)*Cp_gases)*(h5_H2O-h4_H2O);

        PP_alta=T9_gases-T5_H2O;
        PP_baja=T6_gases-T8_H2O;

        if (T10_gases>T10_gases_min) && (PP_alta>PP_alta_min) &&
            (PP_baja>PP_baja_min) && (T4_gases>T5_gases) &&
            (T5_gases>T6_gases) && (T6_gases>T7_gases) &&
            (T7_gases>T8_gases) && (T8_gases>T9_gases) &&
            (T9_gases>T10_gases)
    end
end

```

```

        W_sol(i,j)=W(i,j);
        alpha_sol(i,j)=alpha(i,j);
        T10_gases_sol(i,j)=T10_gases;
        PP_alta_sol(i,j)=PP_alta;
        PP_baja_sol(i,j)=PP_baja;
    else
        W_sol(i,j)=NaN;
        alpha_sol(i,j)=NaN;
        T10_gases_sol(i,j)=NaN;
        PP_alta_sol(i,j)=NaN;
        PP_baja_sol(i,j)=NaN;
    end
end
end

end

% Calores
for j=1:N
    for i=1:N

        Q_HRSG_sol(i,j)=F*LHV-(W_tg-W_c);

        Q_Rankine_sol(i,j)=(1+F)*Cp_gases*(T4_gases-T10_gases_sol(i,j));

        Q_perdidas_sol(i,j)=Q_HRSG_sol(i,j)-Q_Rankine_sol(i,j);

        eta_HRSG_sol(i,j)=Q_Rankine_sol(i,j)/Q_HRSG_sol(i,j);

        W_tv_sol(i,j)=alpha_sol(i,j)*W_sol(i,j)*(h1b_H2O-h2b_H2O)+(1-
alpha_sol(i,j))*W_sol(i,j)*(h1a_H2O-h2a_H2O);
        W_b1_sol(i,j)=W_sol(i,j)*(h4_H2O-h3_H2O);
        W_b2_sol(i,j)=(1-alpha_sol(i,j))*W_sol(i,j)*(h7_H2O-h5_H2O);
        W_net_Rankine_sol(i,j)=W_tv_sol(i,j)-W_b1_sol(i,j)-W_b2_sol(i,j);
        eta_Rankine_sol(i,j)=W_net_Rankine_sol(i,j)/Q_Rankine_sol(i,j);

        eta_COMBINADO_sol(i,j)=eta_Brayton+eta_Rankine_sol(i,j)*eta_HRSG
_sol(i,j)*(1-eta_Brayton);

    end
end
end

```