



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)
MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Viabilidad técnica-económica de ciclos Brayton con CO₂ supercrítico para recuperación de calores residuales

Autor: Héctor García Rey

Directores: Eva María Arenas Pinilla
José Ignacio Linares Hurtado

Madrid

Junio 2017

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESINAS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor D. Héctor García Rey

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: “Viabilidad técnica-económica de ciclos Brayton con CO₂ supercrítico para recuperación de calores residuales”, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor **CEDE** a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar “marcas de agua” o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que

pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.

- d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 10 de Julio de 2017

ACEPTA



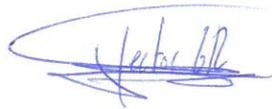
Fdo.....

Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título Viabilidad técnica-económica de ciclos Brayton con CO₂ supercrítico para recuperación de calores residuales

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2016/2017 es de mi autoría, original e inédito y no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Héctor García Rey

Fecha: 10/ 07/ 2017

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Eva María Arenas Pinilla

Fecha: 10/ 07/ 2017



Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: 10/ 07/ 2017



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)
MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

Viabilidad técnica-económica de ciclos Brayton con CO₂ supercrítico para recuperación de calores residuales

Autor: Héctor García Rey

Directores: Eva María Arenas Pinilla
José Ignacio Linares Hurtado

Madrid

Junio 2017

VIABILIDAD TÉCNICA-ECONÓMICA DE CICLOS BRAYTON CON CO₂ SUPERCRÍTICO PARA RECUPERACIÓN DE CALORES RESIDUALES.

Autor: García Rey, Héctor.

Directores: Arenas Pinilla, Eva María.
Linares Hurtado, José Ignacio.

Entidad Colaboradora: Cátedra Rafael Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas.

RESUMEN DEL PROYECTO

El presente trabajo estudia las ventajas de la utilización de un ciclo Brayton con CO₂ supercrítico para el aprovechamiento de calores residuales.

La primera parte del proyecto consiste en el análisis de distintas configuraciones de ciclos Brayton. El objetivo de este análisis es determinar qué configuraciones son las más adecuadas para realizar el posterior diseño. Para ello se parte como datos de entrada de los gases residuales de la industria cementera, en este caso con un caudal de 100 kg/s a 400 °C. El modelado de los ciclos se ha realizado mediante el software EES. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 1. La presión de entrada en turbina es 180 bar. El rendimiento se obtiene con respecto al calor potencial de los gases hasta su enfriamiento a temperatura ambiente.

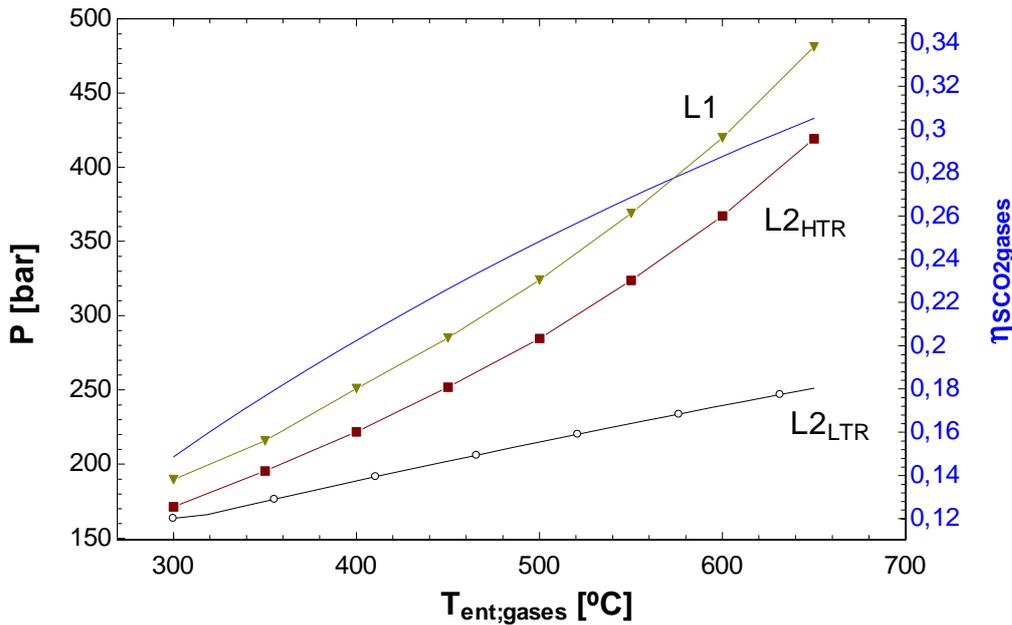
Ciclo	Rendimiento (%)	Potencia (KW)
SCO2 simple	10,59	4077
SCO2 regenerativo	13,27	5109
SCO2 simple ORC simple SUB	17,83	6866
SCO2 cascada1	16,61	6396
SCO2 cascada1 ORC simple SUB	20,31	7819
SCO2 cascada2 LTR	20,16	7761
SCO2 cascada2 HTR	17,08	7026

Tabla 1. Resultados análisis ciclos EES

Para continuar con el estudio, se descartan los ciclos simple y regenerativo por su menor rendimiento. A su vez, puesto que la gran ventaja de la utilización del dióxido de carbono supercrítico es que el ciclo reduce su tamaño en gran medida, se descartan los ciclos con un ORC como ciclo de cola. Los ciclos que se van a diseñar son: cascada1, cascada 2 optimizado para el LTR y cascada 2 optimizado para el HTR.

El proyecto continúa con un estudio más exhaustivo de los ciclos elegidos, analizando cómo afectan las variaciones de distintos parámetros al rendimiento de dichos ciclos. Este apartado culmina en la Gráfica 1 que muestra para cada temperatura la presión a la

que deben trabajar los ciclos L2 HTR y L1 para alcanzar el mismo rendimiento que el ciclo L2 LTR.



Gráfica 1. Comparación ciclos L1, L2 HTR y L2 LTR

El estudio prosigue con el diseño de los ciclos.. En este caso se toma como datos de entrada el calor máximo aprovechable de los gases: 40.000 kW. Los gases de entrada tienen una temperatura de 450 °C. El ciclo L2 LTR se diseña con una presión de trabajo de 180 bar mientras que los ciclos L2 HTR y L1 trabajan a aquella presión que iguale el rendimiento del ciclo L2 LTR. Esta presión se obtiene de la Gráfica 1: 250 bar el ciclo L2 HTR y 285 bar el ciclo L1.

El diseño se ha realizado utilizando intercambiadores de circuito impreso (PCHE) debido a que pueden soportar grandes presiones y a la vez son muy compactos. El modelado se ha realizado mediante el software EES. Este apartado continúa con el cálculo de las tuberías, para las que se ha utilizado el acero 230 en el ciclo L2 LTR y el acero de alta resistencia 740H para los ciclos L2 HTR y L1.

Finalmente los costes de generación obtenidos se muestran en la Tabla 2. Los costes indirectos se han añadido mediante un coeficiente: 2,19 que multiplica a los costes determinados (turbomáquinas, tuberías e intercambiadores).

	L1	L2 HTR	L2 LTR
W_dot [kW]	8.983	8.947	8.862
H [horas/año]	8.000	8.000	8.000
E [GWh]	71,86	71,58	70,90
Turbomáquinas	11.213.459	12.190.247	19.831.103
Intercambiadores	30.608.001	27.448.210	32.992.987
Tuberías	1.971.279	1.645.462	1.668.335
Inversión [\$]	43.792.739	41.283.919	54.492.425
Inversión [\$/kW]	4.875	4.614	6.149

OM [\$/MWh]	7,70	7,70	7,70
LCOE [\$/MWh] (wacc = 5%)	58,59	55,97	71,36

Tabla 2. Coste de generación

Los resultados muestran que el ciclo más económico es el L2 HTR con un coste de generación de 55,97 \$/MWh seguido por el L1 con un coste de generación de 58,59 \$/MWh. El ciclo más caro es el L2 LTR con un coste de 71,36 \$/MWh a pesar de trabajar a menor presión. Esta diferencia de precio radica fundamentalmente en el coste de las turbomáquinas ya que el caudal de dióxido de carbono que fluye en el ciclo L2 LTR es mayor que en el resto de ciclos causando el aumento de precio.

Por último se ha realizado un diseño 3D de los ciclos mediante el software Solid Edge. La Ilustración 1 muestra el layout del ciclo L1:

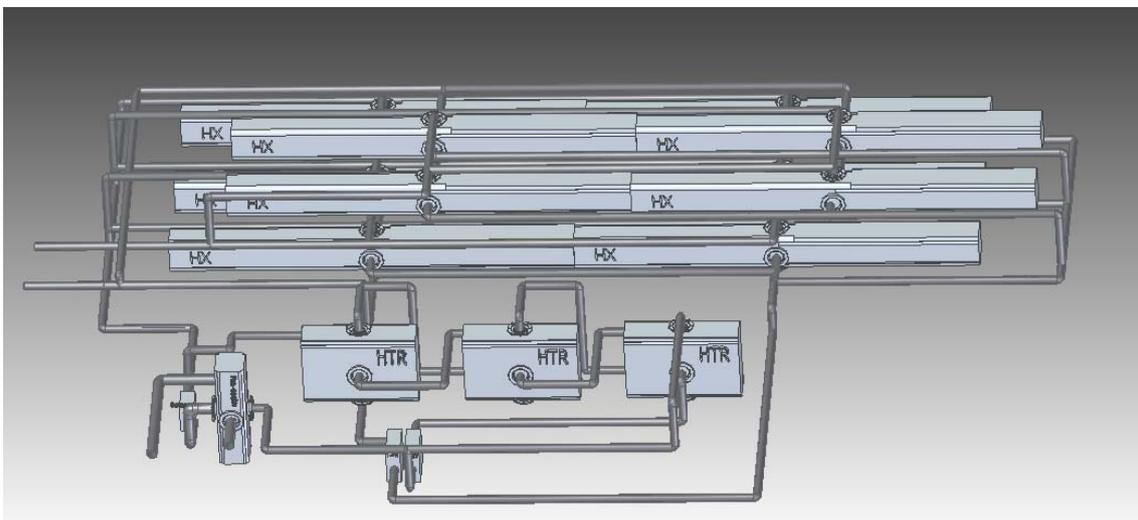


Ilustración 1. Diseño 3D ciclo L1 mediante el software Solid Edge

En relación al tamaño del ciclo y su transporte, el intercambiador de gases se podría transportar en tres contenedores de 40 pies estándar mientras que el resto del ciclo tiene un tamaño menor que permite su transporte en un contenedor de 40 pies estándar.

Como conclusión, debido al coste de la tecnología: entre 56 y 72 \$/MWh y a la gran reducción de tamaño con respecto a otros ciclos de potencia como pueden ser los ORC se considera que esta tecnología es viable y adecuada para la recuperación de calores residuales.

TECHNICAL FEASIBILITY OF SUPERCRITICAL CO₂ BRAYTON CYCLE IN WASTE HEAT RECOVERY APPLICATIONS

Author: García Rey, Héctor.

Directors: Arenas Pinilla, Eva María.
Linares Hurtado, José Ignacio.

Colaborating organization: Rafael Mariño Chair on New Energy Technologies

PROYECT SUMMARY

The present project studies the advantages of a supercritical CO₂ brayton cycle for the recovery of wasted heat.

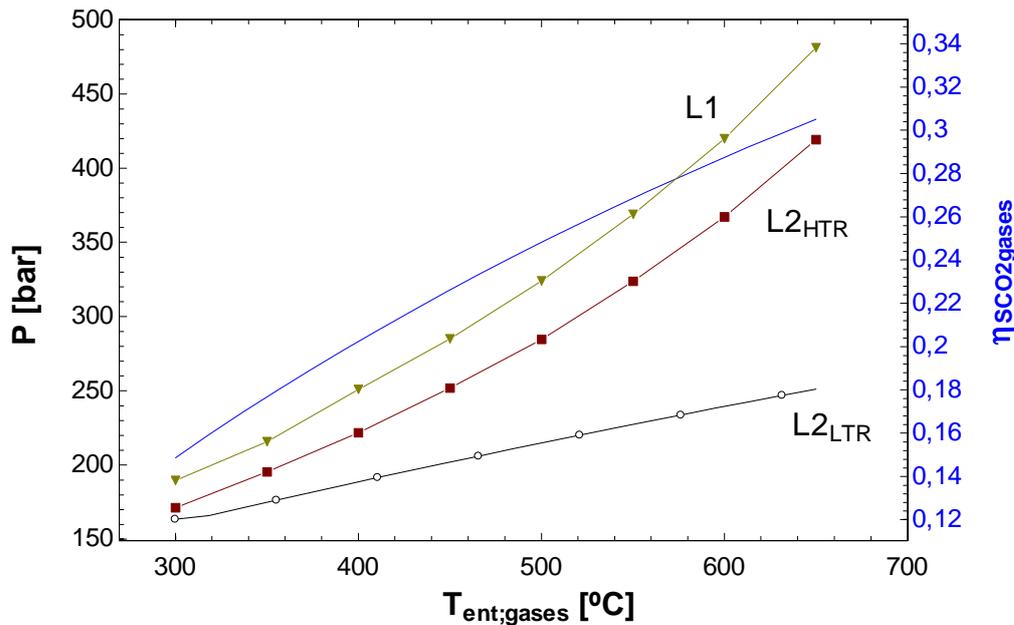
The first part of the project consists on the analysis of different brayton cycle configurations. The goal of this analysis is to determinate which configurations are more suited in order to realize a layout. For this purpose, the input data are the exhaust gases of the cement industry, in this case with a flow rate of 100 kg/s at 400 °C. The modelation of the cycles was made with the EES software. The obtained results are shown in Table 1. The turbine inlet pressure is 180 bars. The efficiency was obtained respect to the potential heat of the gases until their cooling to ambient temperature.

Ciclo	Efficiency (%)	Power output (KW)
SCO2 simple	10,59	4077
SCO2 regenerative	13,27	5109
SCO2 simple ORC simple SUB	17,83	6866
SCO2 cascade1	16,61	6396
SCO2 cascade1 ORC simple SUB	20,31	7819
SCO2 cascade2 LTR	20,16	7761
SCO2 cascade2 HTR	17,08	7026

Table 1. Cycle analisis results with EES.

To continue with the study the simple and regenerative cycles are discarded due to their lower efficiency. At the same time, as the main advantage of the use of supercritical CO₂ is that the size of the cycle is way smaller than other cycles, the cycles with an ORC as bottom cycles. The cycles to be designed are cascade 1, cascade 2 optimized for LTR and cascade 2 optimized for HTR.

The project continues with a more exhaustive study of the chosen cycles, analyzing how the variations of different parameters affect the efficiency of the cycles. This chapter ends with the Graphic 1 that shows for each temperature the inlet turbine pressure necessary for the Cascade 1 and Cascade 2 HTR to equalize the same efficiency as cycle L2 LTR



Graphic 1. L1, L2 HTR and L2 LTR cycle comparison.

The next step is the design of the cycles. In this case the inlet data is the maximum heat retrievable of the gases: 40.000 kW. The inlet gases have a temperature of 450 °C. The L2 LTR is designed with a work pressure of 180 bar while the L2 HTR and the L1 have the work pressure that equals the efficiency of the L2 LTR cycle. This pressure is obtained from the graphic 1: 250 bar for L2 HTR and 285 bar for the L1 cycle.

The design was made with printed circuit heat exchangers because their support of high pressures and their compact size. The modeling was made with the EES software. This chapter continues with the calculation of the pipelines. For the L2 LTR was used the alloy 230 and for the L2 HTR and L1 cycles the material used was the hard resistance alloy 740H.

Finally the generation costs obtained are shown in the Table 2. The indirect cost were added with a coefficient of 2,19 that multiplies the determined costs (turbomachinery, pipelines and heat exchangers)

	L1	L2 HTR	L2 LTR
W_dot [kW]	8.983	8.947	8.862
H [hours/year]	8.000	8.000	8.000
E [GWh]	71,86	71,58	70,90
Turbomachinery	11.213.459	12.190.247	19.831.103
Heat exchangers	30.608.001	27.448.210	32.992.987
Pipelines	1.971.279	1.645.462	1.668.335
Investment [\$]	43.792.739	41.283.919	54.492.425
Investment [\$/kW]	4.875	4.614	6.149
OM [\$/MWh]	7,70	7,70	7,70
LCOE [\$/MWh] (wacc = 5%)	58,59	55,97	71,36

Table 2. Generation costs

The results show that the most economic cycle is the L2 LTR with a generation cost of 55,97 \$/MWh close followed by L1 with a cost of 58,59 \$/MWh. The most expensive cycle is the L2 LTR with a cost of 71,36 \$/MWh despite of working with lower pressure. The difference of cost is due to the cost of the turbomachinery. The CO₂ flow rate is higher in the L2 LTR causing the rise in the prize.

Finally it was made a 3D layout of each cycle with the Solid Edge Software. The L1 layout is shown in the Illustration 1:

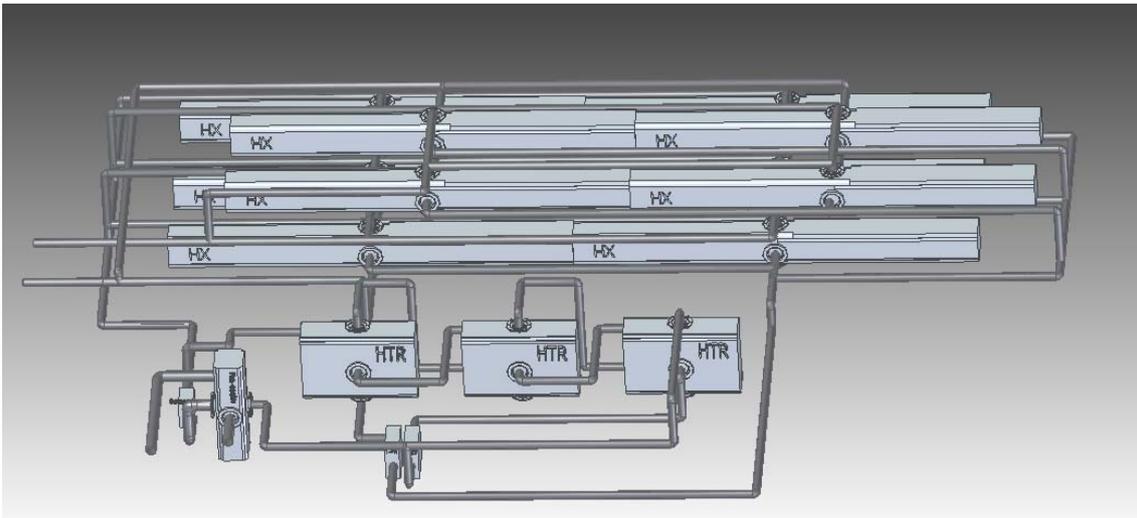


Illustration 1. L1 cycle 3D layout. Software: Solid Edge

In relation to the size of the cycle and it's transport, the gases heat exchanger can be transported in three 40 foot standard containers while the rest of the cycle has a smaller size and can be transported in one 40 foot standard container.

As a conclusion, due to the cost of the technology: between 56 and 72 \$/MWh and the grate size reduction of the cycle compared with other bottom cycles like ORC it's considered that this technology is viable and adequate for the wasted heat recovery.

Índice

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO.....	1
1.1 Motivación del proyecto.....	2
1.2 Objetivos.....	3
1.3 Panorama energético mundial.....	4
1.4 Industrias de aplicación.....	5
1.4.1 Industria cementera.....	6
1.5 Estructura del documento.....	8
1.6 Metodología del trabajo.....	9

CAPÍTULO 2

ESTADO DE LA TÉCNICA.....	10
2.1 Ciclo Brayton.....	11
2.1.1 Ventajas sCO ₂	13
2.2 Ciclo ORC.....	14
2.3 Intercambiadores.....	16
2.3.1 Intercambiador de circuito impreso.....	16
2.3.2 Intercambiador de flujo cruzado.....	17

CAPÍTULO 3

MODELO DESARROLLADO.....	18
3.1 Modelo técnico.....	19
3.1.1 Parámetros de partida.....	19
3.1.2 Ciclo Brayton simple.....	20
3.1.3 Ciclo Brayton regenerativo.....	22
3.1.4 Ciclo Brayton en cascada 1.....	23
3.1.5 Ciclo Brayton en cascada 2.....	25
3.1.6 Optimización Cascada 2 para LTR o HTR.....	26
3.1.7 Ciclo ORC simple subcrítico.....	27
3.2 Diseño.....	30
3.2.1 Intercambiador de ciclo impreso.....	30

3.2.2	Intercambiador de flujo cruzado	32
3.2.3	Tuberías	34
3.3	Modelo económico	36
3.3.1	Turbomáquinas.....	37
3.3.2	Intercambiadores PCHE.....	38
3.3.3	Tuberías	39
3.3.4	Valoración económica	40
CAPÍTULO 4		
RESULTADOS.....		41
4.1	Análisis ciclos	42
4.1.1	Ciclo SCO2 simple	42
4.1.2	Ciclo SCO2 regenerativo	43
4.1.3	Ciclo SCO2 en cascada (Layout 1).....	44
4.1.4	Ciclo SCO2 en cascada (Layout 2) LTR	45
4.1.5	Ciclo SCO2 en cascada (Layout 2) HTR	47
4.1.6	Ciclo SCO2 simple con ORC simple subcrítico	48
4.1.7	Ciclo SCO2 cascada 1 con ORC simple subcrítico	49
4.1.8	Resumen	50
4.2	Estudio ciclos Cascada 1 y Cascada 2.....	52
4.2.1	Cascada 1	52
	Análisis sensibilidad	55
4.2.2	Cascada 2.....	56
	Análisis sensibilidad	59
4.2.3	Resumen	60
4.3	Diseño	62
4.3.1	Intercambiadores	62
4.3.2	Tuberías	64
4.4	Variante con aceite térmico	67
4.5	Parte económica	70
4.5.1	Turbomáquinas.....	70
4.4.2	Intercambiadores	72
4.4.3	Tuberías	77

4.4.4 Mantenimiento y operación.....	78
4.4.5 Coste normalizado de generación.....	79
4.6 Layout.....	80
4.6.1 CASCADA 2 LTR.....	80
4.6.2 Cascada 2 HTR.....	81
4.6.3 Cascada 1.....	83
CAPÍTULO 5	
CONCLUSIONES.....	85
5.1 Aspectos técnicos.....	86
5.2 Aspectos económicos.....	87
REFERENCIAS.....	89
Bibliografía.....	90
ANEXO 1.....	91
Códigos EES.....	93
Ciclo sCO ₂ simple.....	93
Ciclo sCO ₂ regenerativo.....	95
Ciclo sCO ₂ Cascada 1.....	97
Ciclo sCO ₂ Cascada 2 optimizado para LTR.....	99
Ciclo sCO ₂ Cascada 2 optimizado para LTR.....	102
Ciclo sCO ₂ simple con ORC subcrítico simple.....	105
Ciclo sCO ₂ Cascada 1 con ORC subcrítico simple.....	107
Diseño intercambiador de ciclo impreso.....	110
Diseño intercambiador de flujo cruzado.....	115

Índice ilustraciones

Ilustración 1. Clasificación de calores residuales. Fuente: [1].....	5
Ilustración 2. Proceso de fabricación del cemento. Fuente Flacema.....	6
Ilustración 3. Esbozo de la patente de Barber.....	11
Ilustración 4. Esquema ciclo Brayton abierto.....	12
Ilustración 6. Esquema ciclo Brayton cerrado.....	13
Ilustración 5. Diagrama T-s de un ciclo Brayton.....	13
Ilustración 7. Esquema ciclo Rankine simple. Fuente propia.....	14
Ilustración 8. Placa intercambiador de circuito impreso. Fuente Heatric.....	16
Ilustración 9. Intercambiador de flujo cruzado. Fuente Unet.....	17
Ilustración 10. Ciclo Brayton simple con la corriente de gases.....	19
Ilustración 11. Esquema ciclo Brayton regenerativo.....	22
Ilustración 12. Esquema ciclo Cascada 1.....	23
Ilustración 13. Esquema ciclo Cascada 2.....	25
Ilustración 14. Variación de rendimiento de los ciclos en función de la presión.....	27
Ilustración 15. Esquema ciclo ORC simple.....	27
Ilustración 16. Esquema ciclo Sandia. Fuente [5].....	36
Ilustración 17. Prestaciones ciclo Sandia. Fuente propia.....	37
Ilustración 18. Tubos de un intercambiador de circuito impreso. Fuente: Heatric.....	38
Ilustración 19. Esquema ciclo Brayton simple.....	42
Ilustración 20. Resultados EES ciclo sCO ₂ simple.....	42
Ilustración 21. Esquema ciclo sCO ₂ regenerativo.....	43
Ilustración 22. Resultados EES ciclo sCO ₂ regenerativo.....	44
Ilustración 23. Esquema ciclo sCO ₂ cascada 1.....	44
Ilustración 24. Resultados EES ciclo sCO ₂ cascada 1.....	45
Ilustración 25. Esquema ciclo sCO ₂ cascada 2.....	46
Ilustración 26. Resultados EES ciclo cascada 2 LTR.....	46
Ilustración 27. Resultados EES ciclo cascada 2 HTR.....	47
Ilustración 28. Esquema ciclo sCO ₂ simple con ORC simple.....	48
Ilustración 29. Esquema ciclo sCO ₂ cascada 1 más ORC simple.....	49
Ilustración 30. Resultados EES ciclo cascada 1 más ORC simple.....	50
Ilustración 31. Variación rendimiento ciclo L1 en función de P ₁ , P _{prec} y T entrada gases. Software EES.....	55
Ilustración 32. Resultados análisis sensibilidad ciclo Cascada 2.....	59
Ilustración 33. Esquema ciclo L2 variante aceite térmico. Fuente propia.....	67
Ilustración 34. Resultados ciclo L2 LTR variante aceite térmico. Fuente propia.....	68
Ilustración 35. Resultados EES intercambiador Gases-VP1. Fuente propia.....	69
Ilustración 36. Presupuesto estimado ciclo Sandia. Fuente [5].....	70
Ilustración 37. Valores CEPCI (2001-2008). Fuente Chemical Engineering.....	73

Ilustración 38. Valores CEPCI (2008-2015)	73
Ilustración 39. Diseño 3D del ciclo L2 LTR mediante el software Solid Edge	80
Ilustración 40. Zoom ciclo L2 LTR	80
Ilustración 41. Planta ciclo L2 LTR	81
Ilustración 42. Diseño 3D ciclo L2 HTR mediante el software Solid Edge	81
Ilustración 43. Zoom Ciclo L2 HTR	82
Ilustración 44. Planta ciclo L2 HTR.....	82
Ilustración 45. Diseño 3D ciclo L1 mediante el software Solid Edge.....	83
Ilustración 46. Zoom ciclo L1	83
Ilustración 47. Planta ciclo L1	84

Índice tablas

Tabla 1. Modelado parámetros del intercambiador de ciclo impreso.....	31
Tabla 2. Modelado resultados del intercambiador de ciclo impreso.....	31
Tabla 3. Modelado parámetros intercambiador de flujo cruzado	33
Tabla 4. Modelado resultados intercambiador de flujo cruzado.....	33
Tabla 5. Resultados ciclo Sandia. Fuente propia	37
Tabla 6. Resultados EES ciclo sCO ₂ simple	42
Tabla 7. Resultados EES ciclo sCO ₂ regenerativo.....	43
Tabla 8. Resultados EES ciclo sCO ₂ cascada 1	45
Tabla 9. Resultados EES ciclo cascada 2 LTR	46
Tabla 10. Resultados EES ciclo cascada 2 HTR.....	47
Tabla 11. Resultados sCO ₂ en EES del ciclo sCO ₂ simple más ORC	48
Tabla 12. Resultados ORC en EES del ciclo sCO ₂ simple más ORC.....	48
Tabla 13. Resultados EES del ciclo sCO ₂ simple más ORC.....	48
Tabla 14. Resultados sCO ₂ en EES del ciclo sCO ₂ cascada 1 más ORC	49
Tabla 15. Resultados ORC en EES del ciclo sCO ₂ cascada 1 más ORC.....	50
Tabla 16. Resumen ciclos analizados.....	50
Tabla 17. Sensibilidad absoluta ciclo L1. Fuente propia.....	55
Tabla 18. Análisis sensibilidad relativa ciclo L1. Fuente propia.....	56
Tabla 19. Sensibilidad absoluta ciclo L2. Fuente propia.....	59
Tabla 20. Sensibilidad relativa ciclo L2. Fuente propia	60
Tabla 21. Resultados ciclos para diseño	62
Tabla 22. Medidas intercambiadores. Fuente propia	62
Tabla 23. Tuberías ciclo L2-LTR. Alloy 230. Fuente propia	65
Tabla 24. Tuberías ciclo L2- HTR . Alloy 740H . Fuente propia	65
Tabla 25. Tuberías ciclo L1. Alloy 740H. Fuente propia.....	66
Tabla 26. Medidas intercambiador VP1-sCO ₂ . Fuente propia.....	68
Tabla 27. Precio turbomáquinas ciclo Sandia. Fuente Propia	70
Tabla 28. Coste turbomáquinas ciclo L2 LTR. Fuente propia	71
Tabla 29. Coste turbomáquinas ciclo L2 HTR. Fuente propia	71
Tabla 30. Coste turbomáquinas ciclo L1. Fuente propia	72
Tabla 31. Dimensiones de intercambiadores del ciclo National Sandia Laboratories ...	72
Tabla 32. Coste intercambiadores del ciclo National sandia Laboratories	72
Tabla 33. Medidas intercambiadores ciclo L2 LTR. Fuente propia.....	74
Tabla 34. Coste intercambiadores ciclo L2 LTR. Fuente Propia.....	74
Tabla 35. Coste final intercambiadores ciclo L2 LTR	75
Tabla 36. Medidas intercambiadores ciclo L2 HTR. Fuente propia.....	75
Tabla 37. Coste intercambiadores ciclo L2 HTR. Fuente Propia.....	75
Tabla 38. Coste final intercambiadores ciclo L2 HTR	75

Tabla 39. Medidas intercambiadores ciclo L1. Fuente propia	76
Tabla 40. Coste intercambiadores ciclo L1. Fuente Propia	76
Tabla 41. Coste final intercambiadores ciclo L1	76
Tabla 42. Coste tuberías ciclo L2 LTR. Fuente propia	77
Tabla 43. Coste tuberías ciclo L2 HTR. Fuente propia	77
Tabla 44. Coste tuberías ciclo L1. Fuente propia.....	78
Tabla 45. Costes de mantenimiento y operación. Fuente NREL	78
Tabla 46. Parámetros coste normalizado de inversión	79
Tabla 47. Coste de generación	79
Tabla 48. Resumen ciclos analizados.....	86

Índice de ecuaciones

Ecuación 1. Modelado gases de escape mediante EES	19
Ecuación 2. Modelado turbina mediante EES	20
Ecuación 3. Modelado precoolers mediante EES	21
Ecuación 4. Modelado compresor mediante EES.....	21
Ecuación 5. Modelado caldera mediante EES	21
Ecuación 6. Modelado resultados del ciclo mediante EES	22
Ecuación 7. Modelado regenerador mediante EES	23
Ecuación 8. Modelado punto de mezcla mediante EES	24
Ecuación 9. Modelado turbina MT ciclo Cascada 1 mediante EES.....	24
Ecuación 10. Modelado turbina ST ciclo Cascada 1 mediante EES	24
Ecuación 11. Modelado recuperador ciclo Cascada 1 mediante EES.....	24
Ecuación 12. Modelado resultados ciclo Cascada 1 mediante EES.....	25
Ecuación 13. Modelado intercambiador HTR mediante EES.	25
Ecuación 14. Modelado intercambiador LTR mediante EES	26
Ecuación 15. Correlaciones para el Nusselt. Fuente [7]	31
Ecuación 16. Coeficiente de transferencia de calor. Fuente [7]	31
Ecuación 17. Cálculo coeficiente global U. Fuente [7]	32
Ecuación 18. Cálculo longitud del intercambiador. Fuente [7]	32
Ecuación 19. Cálculo pérdida de presión intercambiador. Fuente [7].....	32
Ecuación 20. Coeficiente de transferencia de calor, convección interior. Correlación de Gnielinski	34
Ecuación 21. Coeficiente de transferencia de calor por conducción	34
Ecuación 22. Coeficiente de transferencia de calor, convección exterior. Correlación de Gray y Webb	34
Ecuación 23. Cálculo de área del intercambiador de calor	34
Ecuación 24. Velocidad máxima fluido en tubería. Fuente NORSTOK P-001.....	35
Ecuación 25. Espesor mínimo tubería. Fuente ASME B31.1	35
Ecuación 26. Precio turbina método El-Sayed	37
Ecuación 27. Precio compresor método El-Sayed.....	37
Ecuación 28. Eficiencia de turbomáquinas método El-Sayed	38
Ecuación 29. Área vacía de un módulo de intercambiador de circuito impreso. Fuente propia.....	39
Ecuación 30. Área de acero de un módulo de intercambiador de circuito impreso. Fuente propia	39
Ecuación 31. Volumen de acero de un intercambiador de circuito impreso. Fuente propia.....	39
Ecuación 32. Factor de amortización	40
Ecuación 33. Coste de inversión normalizado.....	40

Ecuación 34. Coste de operación y mantenimiento normalizado	40
Ecuación 35. Factores de proyección y descuento de costes	40
Ecuación 36. Coste normalizado de generación	40
Ecuación 37. Sensibilidad absoluta.....	55
Ecuación 38. Sensibilidad relativa	56
Ecuación 39. Coeficiente validación método El-Sayed. Fuente propia.....	70

Índice de gráficas

Gráfica 1. Gráfica T-s del n-butano.....	28
Gráfica 2.Rendimiento del ciclo L1 al variar la temperatura de entrada de gases. Fuente propia.....	53
Gráfica 3.Rendimiento L1 al variar el PP del recalentador. Fuente propia.....	53
Gráfica 4.Variación de rendimiento en función de la presión. Ciclo L1. Fuente propia	54
Gráfica 5. Rendimiento ciclo L2 en función del PP_HTR. Fuente propia.....	56
Gráfica 6.Rendimiento ciclo L2 en función del PP_LTR. Fuente propia	57
Gráfica 7.Variación de rendimiento en función de la presión. Ciclo L2 LTR. Fuente propia.....	58
Gráfica 8.Variación de rendimiento en función de la presión. Ciclo L2 HTR. Fuente propia.....	58
Gráfica 9. Comparación ciclos L1 y L2. Fuente propia.....	61
Gráfica 10. Comparación volumen pre-cooler. Fuente propia	63
Gráfica 11.Comparación volumen HTR. Fuente propia.....	63
Gráfica 12. Comparación volumen LTR. Fuente propia.....	64
Gráfica 13.Coste total de los ciclos. Fuente propia.....	88

1

**INTRODUCCIÓN Y
PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO**

1.1 Motivación del proyecto

El panorama energético actual se está focalizando en la reducción de las emisiones de dióxido de carbono y el aumento de la eficiencia energética.

Una forma de aumentar la eficiencia es el aprovechamiento de calores residuales, siendo posible el uso de tecnologías no emisoras de CO₂. El uso de dióxido de carbono como fluido de trabajo en un ciclo Brayton cumple ambas funciones.

Actualmente está empezando el desarrollo de esta tecnología con la creación de la primera central de 10 MW desarrollado por el Sandia National Laboratory [1]. La mayor ventaja que tiene es su menor tamaño, aproximadamente 15 veces menor que un ciclo ORC de la misma potencia. [2]

El presente trabajo pretende analizar la viabilidad económica de esta tecnología y encontrar el diseño que maximiza el rendimiento y minimice los costes.

1.2 Objetivos

A continuación se enumeran los objetivos que el proyecto pretende cumplir:

- 1- Modelado de distintos ciclos de dióxido de carbono supercrítico. Se trata de comparar las prestaciones de distintos diseños para posteriormente escoger aquella que mejor se adapte a las necesidades.
- 2- Comparación del funcionamiento de los ciclos para distintos calores residuales de entrada y diferentes presiones de trabajo.
- 3- Análisis de la viabilidad técnica y económica de los ciclos de dióxido de carbono supercrítico para la recuperación de calores residuales. Para ello primeramente se realizará el diseño de los elementos del ciclo y posteriormente se realizará el análisis económico.
- 4- Realización de un layout mediante el software Solid Edge con el ciclo final.

1.3 Panorama energético mundial

La demanda de energía global está creciendo a un gran ritmo como muestran estudios como el de la Agencia Internacional de la Energía que afirma que se producirá un aumento de dicha demanda de un 30 % para 2040 con respecto a la demanda actual [3].

Globalmente las energías renovables son las que tienen un mayor crecimiento seguidas a mucha distancia por el gas natural con un aumento estimado de un 50 %. El consumo de petróleo aumentará de forma lenta hasta alcanzar un máximo de 103 millones de barriles al día para 2040. El carbón va a detener su crecimiento debido a las grandes preocupaciones medioambientales. Por su parte, la energía nuclear continuará su desarrollo debido al crecimiento de China [3].

En relación al cambio climático, los países firmantes del Acuerdo de Paris están de camino a alcanzar los objetivos propuestos. Esto sirve para reducir el crecimiento de las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera, pero no lo suficiente para reducir el calentamiento global a un valor menor a 2 °C. China, por su parte, ha terminado su transición a un modelo orientado al consumo y servicios. Dicha transición se ha realizado mediante industrias de alta necesidad energética como el acero o el cemento. Actualmente se ha pasado el pico de la demanda energética en dicho país y se espera un descenso de cara a 2040. Además, se espera un descenso de la utilización del carbón en su mix energético que actualmente es un 75 % a menos de un 45 % en 2040.

Para alcanzar el objetivo de 2 °C es necesario una mayor reducción de las emisiones de dióxido de carbono. Las mayores oportunidades en este sentido se encuentran en el sector eléctrico mediante el desarrollo de energías limpias, el uso de la energía nuclear o la captura y almacenamiento de CO₂. Otra manera de reducir las emisiones es la mejora de la eficiencia en diferentes equipos con gran potencial como los equipos con motores eléctricos como pueden ser bombas, compresores o vehículos. Este hecho puede reducir la demanda energética del sector industrial en un 5 % en el año 2040.

En el sector eléctrico se espera que el 60% de la nueva generación provenga de energías renovables siendo estas energías en el año 2040 competitivas sin necesidad de subvenciones. El descenso del precio de las renovables no será suficiente por sí mismo para que se produzca la descarbonización ya que es necesaria una reestructuración de todo el sistema eléctrico.

1.4 Industrias de aplicación

El objetivo de este proyecto es comprobar la viabilidad de los ciclos de dióxido de carbono supercrítico para la recuperación de calores residuales. Para ello se realizará un análisis estudiando cómo se comportan distintas configuraciones de ciclos ante diferentes temperaturas de entrada de gases que simulan las industrias existentes.

A continuación se realizará el dimensionamiento de los distintos elementos de una central como son las turbomáquinas, los intercambiadores, tuberías... Para ello se habrá fijado previamente la industria de la que se tomarán los calores residuales. Los calores residuales de las industrias se toman del documento [4].

La Ilustración 1 muestra diferentes rangos de calores residuales procedentes de la industria.

HEAT SOURCE CLASS	EXAMPLE INDUSTRIAL HEAT SOURCES	TEMPERATURE RANGE		APPLICATIONS
		(°F)	(°C)	
HIGH > 1,200 °F (> 650 °C)	NICKEL REFINING FURNACE	2,500 – 3,000	1,370 – 1,650	• HIGH-QUALITY THERMAL ENERGY
	STEEL ELECTRIC ARC FURNACE	2,500 – 3,000	1,370 – 1,650	
	BASIC OXYGEN FURNACE	2,200	1,200	• INDUSTRIAL PLANT FOR LARGE-SCALE MATERIALS MANUFACTURING
	ALUMINUM REVERBERATORY FURNACE	2,000 – 2,200	1,100 – 1,200	
	STEEL REHEAT FURNACE	1,700 – 1,900	930 – 1,040	• WASTE HEAT TO POWER (WH2P)
	FUME INCINERATORS AND THERMAL OXIDIZERS	1,200 – 2,600	650 – 1,430	
	GLASS MELTING FURNACE	2,400 – 2,800	1,300 – 1,540	• COMBINED HEAT AND POWER (CHP)
	COKE OVEN	1,200 – 1,800	650 – 1,000	
	COPPER REFINING FURNACE	1,400 – 1,500	760 - 820	• COMBINED HEAT, COOLING AND POWER (TRIGENERATION)
MEDIUM 450 – 1,200 °F (230 – 650 °C)	STEAM BOILER EXHAUST	450 – 900	230 – 480	• MEDIUM-QUALITY THERMAL ENERGY
	GAS TURBINE EXHAUST	700 – 1,000	370 – 540	• TRADITIONAL FOSSIL FUEL POWER AND STEAM GENERATION
	RECIPROCATING ENGINE EXHAUST	600 – 1,100	320 – 590	• INDUSTRIAL PLANTS FOR LARGE-SCALE MATERIALS MANUFACTURING
	HEAT TREATING FURNACE	800 – 1,200	430 – 650	
	DRYING AND BAKING FURNACE	450 – 1,100	230 – 590	• ON-SITE AND DISTRIBUTED POWER GENERATION
	CERAMIC KILNS	840 – 1,150	450 – 620	
	CEMENT KILNS	840 – 1,150	450 - 620	• TYPICAL HEAT SOURCES FOR BOTTOMING CYCLE APPLICATIONS
			• COMBINED CYCLE POWER GENERATION	
			• WASTE HEAT TO POWER (WH2P)	
			• COMBINED HEAT AND POWER (CHP)	
			• COMBINED HEAT, COOLING AND POWER (TRIGENERATION)	
LOW < 450 °F (< 230 °C)	PROCESS STEAM CONDENSATE	130 – 190	50 – 90	• LOW-QUALITY THERMAL ENERGY
	HOT PROCESS LIQUIDS AND SOLIDS	90 – 450	30 – 230	
	DRYING, BAKING AND CURING OVENS	200 – 450	90 – 230	• INDUSTRIAL PLANTS FOR LIGHT MATERIALS, PULP/PAPER, PLASTICS, FOOD, PHARMACEUTICALS, AND BIOLOGICAL MATERIALS PROCESSING
	HRSG EXHAUST	150 – 450	70 – 230	
	ETHYLENE FURNACE EXHAUST	150 – 450	70 – 230	• COMBINED HEAT AND POWER (CHP)
	GAS-FIRED BOILER EXHAUST	150 – 450	70 – 230	
	COOLING WATER RETURN, FURNACE DOORS	90 – 130	30 – 50	• COMBINED HEAT, COOLING AND POWER (TRIGENERATION)
	COOLING WATER RETURN, ANNEALING FURNACES	150 – 450	70 – 230	
	COOLING WATER RETURN, IC ENGINES	150 – 250	70 – 120	• PROCESS WATER AND AIR HEATING AND COOLING
	COOLING WATER RETURN, REFRIGERATION CONDENSERS	90 - 110	30 - 40	

Ilustración 1. Clasificación de calores residuales. Fuente: [1]

Los calores residuales de las distintas industrias se dividen en alta, media y baja temperatura. Alta temperatura cuando los gases resultados de la actividad industrial superan los 650 °C, como puede ser un horno de refinación de níquel en el que se obtienen gases a temperaturas en torno a los 1400 °C. Baja temperatura cuando los gases se encuentran a temperaturas menores de 230 °C, como pueden ser los gases de salida de una caldera de gas. Finalmente los calores residuales de media temperatura son aquellos entre los 230 y 650 °C. Un ejemplo de industria con calores residuales a media temperatura es la industria cementera, con temperaturas de salida de gases a 450 °C.

Se van a descartar las industrias con calores residuales de baja temperatura ya que el rendimiento de los ciclos estudiados sería muy bajo. Haciendo una simulación con el ciclo L2 optimizado con LTR se obtiene un rendimiento de un 14 %. Por lo que esta tecnología no compensa para bajas temperatura de entrada de gases. La elección entre las industrias con alta y media fuente térmica se basa en el documento [4] en el que se explica que el ciclo de dióxido de carbono es más adecuado para fuentes térmicas entre 200 °C y 550 °C con lo que las fuentes térmicas más indicadas son las de media temperatura.

Para el diseño del ciclo se va a utilizar el calor residual de la industria cementera como base.

1.4.1 Industria cementera

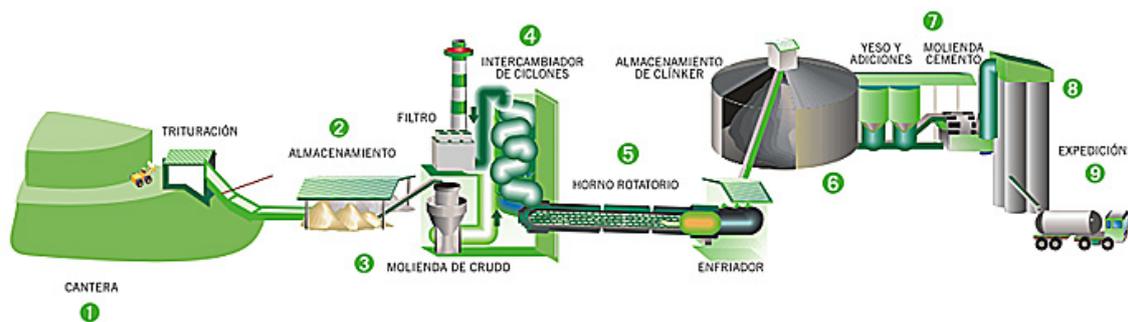


Ilustración 2. Proceso de fabricación del cemento. Fuente Flacema

El proceso de fabricación del cemento comienza con la extracción de las materias primas, en este caso caliza y arcillas obtenidas de las canteras. A continuación se traslada el material hasta una trituradora en la cual se reduce su tamaño hasta un máximo de pulgada y media. El siguiente paso es la mezcla controlada de los diferentes tipos de arcillas en un proceso llamado prehomogenización. Esta mezcla es transportada hacia diferentes silos en donde se separan para fabricar los diferentes tipos de cementos.

La molienda del cemento se realiza en un molino vertical reduciendo el tamaño de la mezcla favoreciendo la posterior cocción. Esta molienda se realiza mediante la presión ejercida por rodillos cónicos rodando sobre una mesa giratoria. A continuación se homogeniza el material en silos. Siguiendo con el proceso se produce la calcinación, que consiste en calentar la mezcla en hornos a 1400 °C. En este momento la mezcla se transforma en clínker. Los gases de ese horno se utilizan para precalentar previamente la mezcla reduciendo así el tamaño del horno. Estos gases son los que se utilizarán en este proyecto como fuente térmica. Finalmente el último paso es la molienda del clínker y la adición del yeso para aumentar el tiempo de fraguado del cemento.

1.5 Estructura del documento

El documento se estructura de la siguiente forma:

- Primero se realizará un análisis del estado de la técnica en el que se describirán las tecnologías que se utilizan en la realización del proyecto.
- Posteriormente se desarrolla el modelo técnico diferenciando primeramente el análisis de los ciclos termodinámicos, a continuación los procesos de dimensionado de los elementos de los ciclos y finalmente la parte económica.
- El siguiente apartado comprende los resultados del proyecto. Al igual que el apartado anterior se divide en el análisis de los ciclos, el diseño y la parte económica.
- A continuación se expresan las conclusiones alcanzadas tras el análisis de los resultados.
- Finalmente se incluye un anexo con los códigos del software EES utilizados para la realización del proyecto.

1.6 Metodología del trabajo

En primer lugar se realizará un análisis de distintos ciclos termodinámicos, con dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabajo, mediante el software EES teniendo como datos de entrada un caudal 100 kg/s de gases de salida de una industria aún por determinar a 400 °C. Posteriormente se realizará un estudio más detallado de los ciclos con mejores prestaciones, así como un análisis de sensibilidad.

Tras dicha elección se seleccionará una industria como referencia para realizar el dimensionamiento de los diferentes elementos del ciclo tales como intercambiadores, tuberías...

A continuación se realizará un estudio económico de dichos ciclos teniendo como referencia el documento [5] en el que se detallan los costes de una planta similar en Sandia.

Finalmente se realizará con el software Solid Edge el layout de dichos ciclos para obtener una visión de cómo sería la planta.

2

ESTADO DE LA TÉCNICA

2.1 Ciclo Brayton

Para aprovechar el calor residual hay diversas opciones. Se puede utilizar un ciclo Rankine con vapor como fluido, un ORC (ciclo de Rankine orgánico) o un ciclo de Brayton.

En este proyecto el ciclo de potencia principal es un ciclo Brayton cuyas diferentes variantes se van a estudiar para finalmente elegir la configuración óptima para el diseño final de la central encargada de aprovechar el calor residual de la industria cementera.

Historia

El ciclo Brayton tal como se le conoce actualmente no aparece hasta 1940 con la fabricación por primera vez de compresores rotativos de alto rendimiento que posibilitaron el diseño de las turbinas de gas.

Sin embargo, el diseño del ciclo Brayton comenzó con John Barber en 1791 quien diseñó un motor de flujo discontinuo. El esbozo del motor se muestra en la ilustración 3.

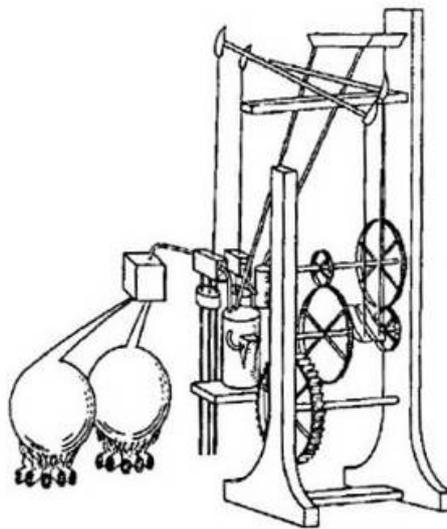


Ilustración 3. Esbozo de la patente de Barber

El diseño de John Barber cayó en el olvido debido a los problemas que tenía para solucionar por un lado las pérdidas de calor y por otro a la incapacidad de superar las dos atmósferas de presión en la etapa de compresión.

En 1840 Joule planteó por primera vez el ciclo termodinámico, aunque descartó realizar una aplicación práctica por el gran tamaño y coste del ciclo para obtener grandes potencias. Fue finalmente George Brayton quien trató de llevar dicho ciclo a la práctica. Su diseño era un motor de pistones, en el cual la etapa de compresión se llevaría a cabo en un cilindro para posteriormente continuar el fluido hasta una cámara en la cual se calentaría por medio de una fuente externa para finalmente expandirse en otro cilindro produciendo el trabajo.

El gran problema de su diseño era no poder mantener la constancia de la presión en la etapa del calentamiento. Además, tal y como había teorizado Barber, eran necesarios compresores de pistones de gran tamaño. Esto se debía que la compresión se realizaba reduciendo el volumen del cilindro donde se encuentra el fluido, por lo que para mantener su funcionamiento de manera continuada se necesita una gran inercia mecánica que se conseguía aumentando el tamaño y peso de los pistones.

En los ciclos actuales, el problema de la compresión se ha solucionado ya que los álabes rotatorios impulsan el fluido para adquirir una gran energía cinética que finalmente se convierte en presión por medio de unos álabes fijos.

No fue hasta principios del siglo XX en los que surgieron las primeras turbinas. Con ellas se solucionó otro de los grandes problemas que había en el ciclo, ya que éste pasó a ser de flujo continuo. Posteriormente fue durante la Segunda Guerra Mundial cuando la turbina de gas alcanzó su gran desarrollo.

Ciclo termodinámico

El ciclo Brayton puede realizarse de dos maneras, ciclo abierto o ciclo cerrado.

El ciclo abierto consta de un compresor que envía el aire a una cámara de combustión para finalmente alcanzar la turbina, siendo los productos resultantes de la combustión desechados.

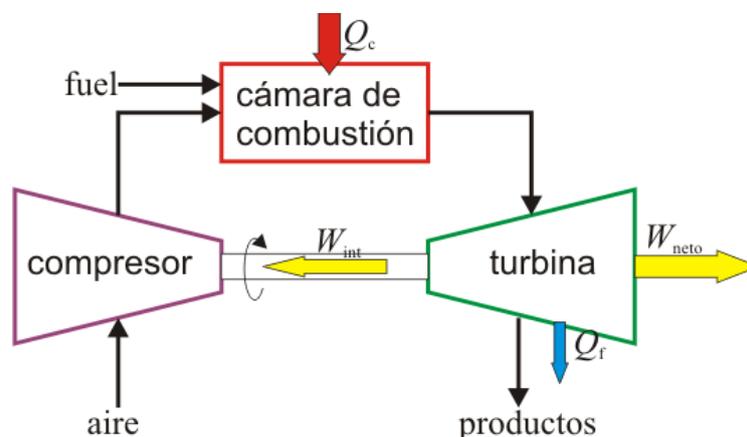


Ilustración 4. Esquema ciclo Brayton abierto

A diferencia del ciclo abierto, en el ciclo cerrado el calor se obtiene mediante un intercambiador en lugar de la cámara de combustión. Además el fluido a la salida de la turbina se recircula pasando por un precoolador para finalmente volver al compresor.

El ciclo Brayton cerrado consta de 4 procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica del fluido.
- 2-3 Adición de calor en un intercambiador de calor a presión constante.
- 3-4 Expansión isentrópica en una turbina.
- 4-1 Retirada de calor del fluido a presión constante.

A continuación se muestran un esquema del ciclo y un diagrama T-s:

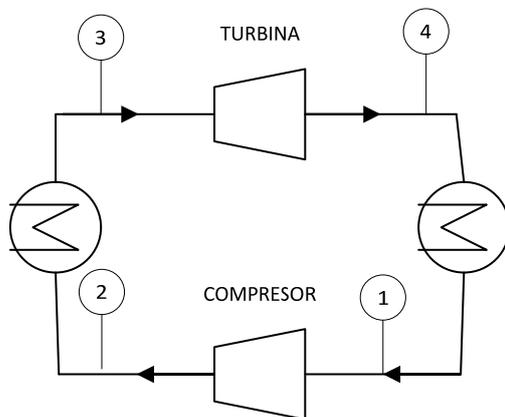


Ilustración 6. Esquema ciclo Brayton cerrado.

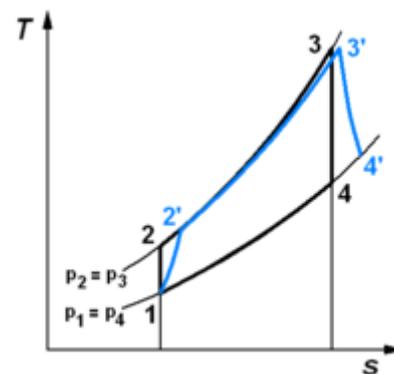


Ilustración 5. Diagrama T-s de un ciclo Brayton

2.1.1 Ventajas sCO₂

El fluido utilizado en el ciclo Brayton en este proyecto es sCO₂, que tiene una serie de ventajas [2]:

- La alta densidad del fluido reduce el tamaño de las turbomáquinas del ciclo. Esto afecta directamente al coste de la instalación y a la complejidad, reduciendo ambos notablemente.
- Las grandes variaciones de densidad y calor específico en el fluido supercrítico hacen que se pueda extraer una gran cantidad de energía en la turbina en comparación con la necesaria para comprimir el fluido.
- Menor coste de instalación y de operación y mantenimiento, reduciendo el coste normalizado de generación (LCOE) entre un 10 y un 20% con respecto a una central de vapor.
- Es un fluido que no es ni corrosivo ni tóxico.

- Adecuado para una gran variedad de temperaturas y escalable hasta 50 MWe.

2.2 Ciclo ORC

El ciclo de Rankine orgánico se ha desarrollado como una solución al problema de extraer el calor de fuentes de baja temperatura. Este ciclo es similar a un ciclo Rankine convencional, pero que el fluido de trabajo en vez de ser agua, se sustituye por hidrocarburos naturales halogenados o aceites silicónicos que permiten que la salida de la turbina sea saturada al tener pendiente positiva la línea de vapor saturado en el diagrama T-s. Las propiedades que caracterizan a este fluido son entalpía de vaporización reducida, presión crítica inferior al agua, presión de condensación superior a la atmosférica en muchos de los fluidos de interés.

En este proyecto se van a utilizar como ciclos de cola por lo que la posibilidad de poder utilizar diferentes fluidos, cada uno con unas características distintas, es una ventaja ya que de esa forma se pueden adaptar al calor a recuperar.

El ciclo más simple consta de una turbina, un condensador, una bomba y una caldera. Hay dos tipos de ciclos:

- Ciclo de Rankine subcrítico

Se caracteriza porque la presión de alta del ciclo es inferior a la presión crítica del fluido de trabajo. El esquema de la planta se muestra en la Ilustración 7.

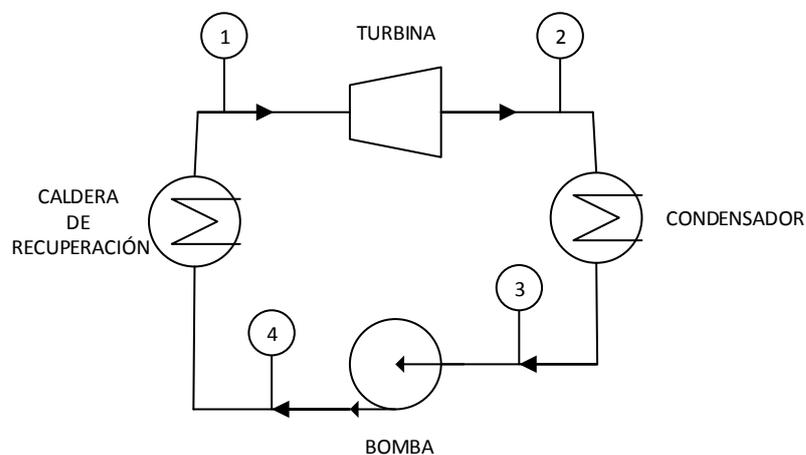


Ilustración 7. Esquema ciclo Rankine simple. Fuente propia

El ciclo consta ideal de cuatro procesos:

- 1-2 Expansión isentrópica en una turbina.
- 2-3 Cesión de calor al circuito de refrigeración.
- 3-4 Compresión isentrópica del fluido en fase líquida en una bomba.
- 4-1 Transmisión de calor al fluido a presión constante.

El ciclo de Rankine convencional presenta una serie de inconvenientes:

- El volumen del condensador es elevado debido a que trabaja en vacío.
- La elevada entalpía de vaporización del agua hace necesario un calderín separador de vapor en la caldera que como consecuencia es mucho más compleja que un simple intercambiador.
- Es necesario sobrecalentar el vapor a la salida de la caldera y antes de la entrada en la turbina evitando que el fluido posea una elevada humedad tras circular por la turbina.

El ciclo ORC es capaz de solucionar dichos problemas ya que la presión de condensación de algunos de los fluidos orgánicos a temperatura ambiente es superior a la presión atmosférica, evitando la entrada de aire en el circuito.

La menor entalpía de vaporización hace que no sea necesario el calderín ya que gran parte del calor intercambiado se realiza sin cambio de fase, siendo la caldera un simple intercambiador de calor.

Por último, en el caso de utilizar un fluido seco con pendiente positiva de la línea de vapor saturado, el fluido a la salida de la turbina será vapor sobrecalentado, haciendo innecesario sobrecalentar el fluido a la entrada de la turbina para reducir la humedad.

- Ciclo de Rankine supercrítico

Se caracteriza porque la presión máxima del ciclo es superior a la presión crítica del fluido. Esto supone que no se produce un cambio de fase en la caldera, permitiendo que la línea de temperatura sea lo más paralela posible a la de la fuente térmica logrando la máxima temperatura media posible de aceptación de calor, aumentando con ello el rendimiento del ciclo.

La presión crítica de los fluidos orgánicos está por debajo de 50 bar lo que permite que sean ciclos simples en comparación con el necesario si el fluido fuese agua (presión crítica 221 bar).

2.3 Intercambiadores

En el estudio de este proyecto los intercambiadores de calor tienen una gran importancia. Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transmitir energía en forma de calor de un fluido hacia otro.

Una posible clasificación diferencia entre:

- Intercambiadores de contacto directo: aquellos en los que se produce una mezcla física de los fluidos produciéndose en ese momento la transferencia de calor. Un ejemplo serían las torres de refrigeración o los precalentadores de mezcla de los ciclos convencionales de Rankine.
- Intercambiadores de superficie: aquellos en los que la transmisión del calor se realiza a través de una superficie manteniéndose una separación entre ambos fluidos. Este tipo es el que se utilizará en este proyecto. Dentro de los intercambiadores de superficie hay muchos tipos, pero en este proyecto se estudiarán dos: intercambiador de circuito impreso (PCHE) e intercambiador de flujo cruzado.

2.3.1 Intercambiador de circuito impreso

Es un tipo de intercambiador de placas que se caracteriza por su método de fabricación. Se parte de láminas en las que está impreso el perfil de los tubos como la que se muestra en la Ilustración 8:

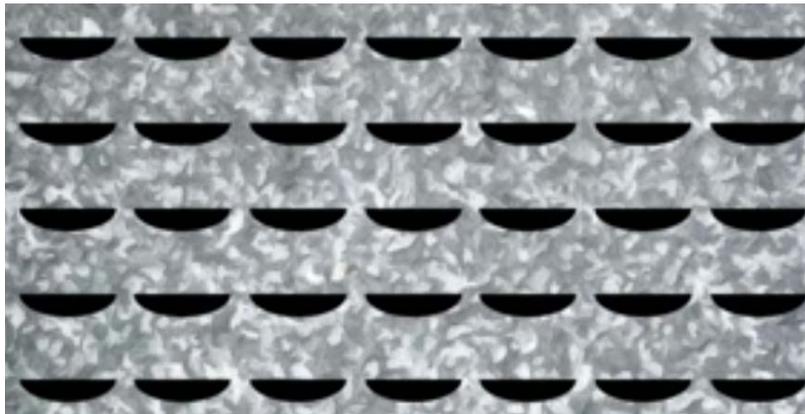


Ilustración 8. Placa intercambiador de circuito impreso. Fuente Heatric

Dichas láminas se apilan para ser posteriormente unidas mediante alta temperatura y presión. Los átomos de dichas láminas se entrelazan y se produce una unión por difusión. Este método de fabricación permite que los intercambiadores sean mucho

más compactos que los intercambiadores convencionales y además puedan soportar presiones superiores a 600 bar [6].

2.3.2 Intercambiador de flujo cruzado

En este intercambiador un fluido fluye perpendicular al otro fluido. En este caso un fluido iría dentro de los tubos mientras que otro fluido circularía perpendicularmente a dichos tubos. Este tipo de intercambiadores son adecuados para situaciones en las que un fluido circule en estado líquido mientras otro circula en estado gaseoso. Estos intercambiadores soportan una presión menor que el de circuito impreso. Habitualmente los tubos están aleteados, considerándose en ese caso una disposición de ambos flujos sin mezclar.

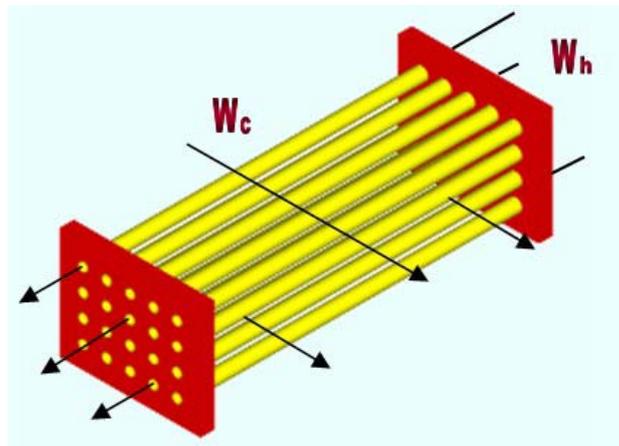


Ilustración 9. Intercambiador de flujo cruzado. Fuente Unet

3

MODELO DESARROLLADO

3.1 Modelo técnico

Como se ha detallado anteriormente, la primera parte del proyecto es el análisis de los ciclos de dióxido de carbono mediante el software EES.

A continuación se detalla el modelo técnico utilizado para estudiar cada uno de los distintos ciclos:

3.1.1 Parámetros de partida

Gases de escape

Los gases de escape provienen de la industria cementera. Para realizar el análisis de los ciclos de dióxido de carbono, los gases de escape se van a modelar de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{gases} = 100 \text{ kg/s}$$

$$Cp_{gases} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$T_{ent_{gases}} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{gases} \cdot (T_{ent_{gases}} - T_{sal_{gases}})$$

$$\dot{Q}_{FCMAX} = \dot{m}_{gases} \cdot (T_{ent_{gases}} - 15)$$

Ecuación 1. Modelado gases de escape mediante EES

Donde:

- \dot{Q}_{FC} : es el calor aprovechado por el ciclo.
- \dot{Q}_{FCMAX} : es el calor máximo aprovechable por el ciclo.

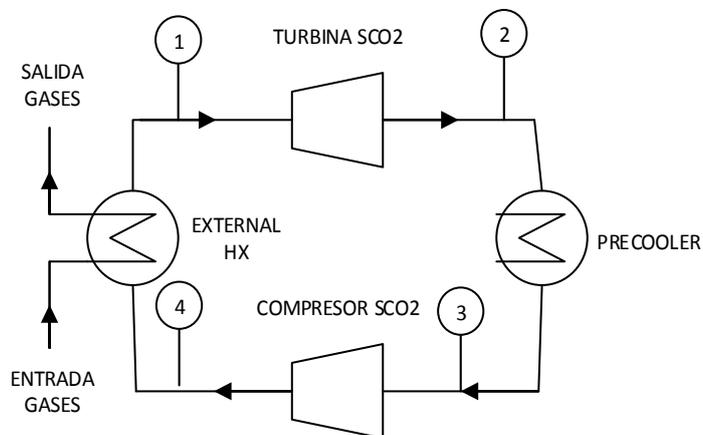


Ilustración 10. Ciclo Brayton simple con la corriente de gases

Parámetros comunes

Los parámetros comunes de los ciclos para realizar el análisis comparativo incluyen las presiones de trabajo además de los rendimientos de turbinas y compresores y las temperaturas de acercamiento (Pinch Point) en los intercambiadores. Los valores de dichos parámetros se muestran a continuación:

- P_1 : es la presión de alta. El valor utilizado es 180 bar
- P_2 : es la presión de baja. El valor utilizado es 85 bar
- η_T : es el rendimiento isentrópico de la turbina. El valor utilizado es 92 %
- η_C : es el rendimiento isentrópico del compresor. El valor utilizado es 88 %
- PP_{REC} : es el acercamiento en los intercambiadores. El valor utilizado es 10 °C

3.1.2 Ciclo Brayton simple

El ciclo Brayton simple es el primero en ser estudiado y sigue el esquema de la Ilustración 7. Los elementos del ciclo están modelados de la siguiente manera:

Turbina

Opera entre los puntos 1 y 2 quedando definida por las siguientes ecuaciones:

$$T_1 = T_{ent_{gases}} - PP_{HX}$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\dot{W}_{T_{CO2}} = \dot{m}_{CO2} * (h_1 - h_2)$$

Ecuación 2. Modelado turbina mediante EES

Donde:

- $T_{ent_{gases}}$: es la temperatura de los gases de escape a la entrada de la caldera.
- PP_{HX} : es el acercamiento a la salida de la caldera de recuperación.
- h_{2s} : es la entalpía del fluido a P_2 y con la entropía del punto 1.
- $\dot{W}_{T_{CO2}}$: es la potencia obtenida en la turbina.

Precooler

Opera entre los puntos 2 y 3 quedando definido por las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{DIS} = \dot{m}_{CO2} * (h_2 - h_3)$$

$$P_3 = P_2$$

Ecuación 3. Modelado precoolers mediante EES

Donde:

- \dot{Q}_{DIS} : es el calor disipado por el precoolers

Compresor

Opera entre los puntos 3 y 4 quedando definido por las siguientes ecuaciones:

$$\eta_C = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3}$$

$$\dot{W}_{CCO2} = \dot{m}_{CO2} * (h_4 - h_3)$$

Ecuación 4. Modelado compresor mediante EES

Donde:

- h_{4s} : es la entalpía del fluido a P_4 y con la entropía del punto 3.
- \dot{W}_{CCO2} : es la potencia consumida en el compresor.

Caldera

Opera entre los puntos 4 y 1 quedando definido por las siguientes ecuaciones:

$$T_{salgases} = T_4 + PP_{HX}$$

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{gases} * Cp_{gases} (T_{entgases} - T_{salgases})$$

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{CO2} * (h_1 - h_4)$$

$$P_4 = P_1$$

Ecuación 5. Modelado caldera mediante EES

Donde:

- $T_{salgases}$: es la temperatura de salida de los gases de escape de la caldera.
- \dot{Q}_{FC} : es el calor intercambiado en la caldera.

Parámetros globales

Las prestaciones del ciclo se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{FCMAX} = \dot{m}_{gases} * Cp_{gases} (T_{entgases} - 15^\circ\text{C})$$

$$\eta_{CR} = \frac{\dot{Q}_{FC}}{\dot{Q}_{FCMAX}}$$

$$\eta_{SCO2} = \frac{\dot{W}_{Tco2} - \dot{W}_{Cco2}}{\dot{Q}_{FC}}$$

$$\eta_{SCO2gases} = \eta_{SCO2} * \eta_{CR}$$

$$\dot{W}_{SCO2} = \dot{W}_{Tco2} - \dot{W}_{Cco2}$$

Ecuación 6. Modelado resultados del ciclo mediante EES

Donde:

- \dot{Q}_{FCMAX} : es el máximo calor intercambiable en la caldera.
- η_{CR} : es el rendimiento de la caldera de recuperación.
- η_{SCO2} : es el rendimiento del ciclo de dióxido de carbono supercrítico.
- $\eta_{SCO2gases}$: es el rendimiento total del ciclo.
- \dot{W}_{SCO2} : es la potencia total obtenida del ciclo.

3.1.3 Ciclo Brayton regenerativo

El esquema del ciclo se muestra en la Ilustración 11.

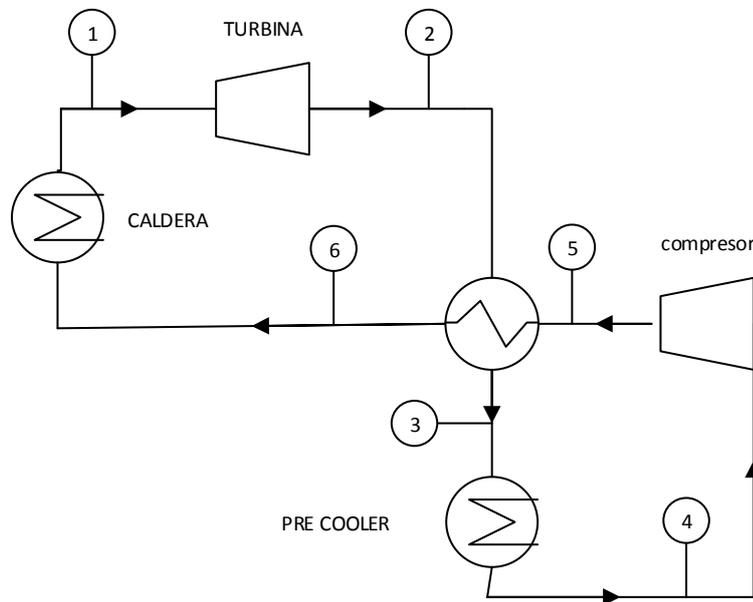


Ilustración 11. Esquema ciclo Brayton regenerativo

Este esquema se caracteriza por la presencia de un recuperador a la salida de la turbina que aprovecha la temperatura del dióxido de carbono en dicho punto para calentar el fluido a la salida del compresor.

de este ciclo se utilizan los elementos ya modelados anteriormente con alguna modificación en el caudal que circula por cada elemento.

Las ecuaciones que se añaden al ciclo tienen como objetivo modelar el punto de mezcla antes del Pre-cooler.

Mezcla

$$P_4 = P_3$$

$$P_4 = P_8$$

$$(1 - \alpha) * h_3 + \alpha * h_8 = h_4$$

Ecuación 8. Modelado punto de mezcla mediante EES

Además se modifican las siguientes ecuaciones:

Turbina MT

$$\dot{W}_{T_{CO2_MT}} = \dot{m}_{CO2} * (1 - \alpha) * (h_1 - h_2)$$

Ecuación 9. Modelado turbina MT ciclo Cascada 1 mediante EES

Donde:

- α : representa el caudal que se divide por cada rama.
- $\dot{W}_{T_{CO2_MT}}$: es la potencia obtenida en la turbina MT

Turbina ST

$$\dot{W}_{T_{CO2_ST}} = \dot{m}_{CO2} * \alpha * (h_7 - h_8)$$

Ecuación 10. Modelado turbina ST ciclo Cascada 1 mediante EES

Donde:

- $\dot{W}_{T_{CO2_ST}}$: es la potencia obtenida en la turbina ST.

Recuperador

El recuperador tiene la corriente a baja presión entre los puntos 2 y 3 mientras que la corriente a alta presión circula entre los puntos 6 y 7

$$PP_{REC} = T_2 - T_7$$

$$PP_{REC} = T_3 - T_6$$

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_{CO2} * (1 - \alpha) * (h_2 - h_3)$$

Ecuación 11. Modelado recuperador ciclo Cascada 1 mediante EES

Parámetros globales

Para el cálculo de los resultados hay que añadir la segunda turbina:

$$\eta_{SCO2} = \frac{\dot{W}_{Tco2_MT} + \dot{W}_{Tco2_ST} - \dot{W}_{Cco2}}{\dot{Q}_{FC}}$$

$$\dot{W}_{SCO2} = \dot{W}_{Tco2} + \dot{W}_{Tco2_ST} - \dot{W}_{Cco2}$$

Ecuación 12 Modelado resultados ciclo Cascada 1 mediante EES

3.1.5 Ciclo Brayton en cascada 2

El esquema del ciclo se muestra en la Ilustración 13.

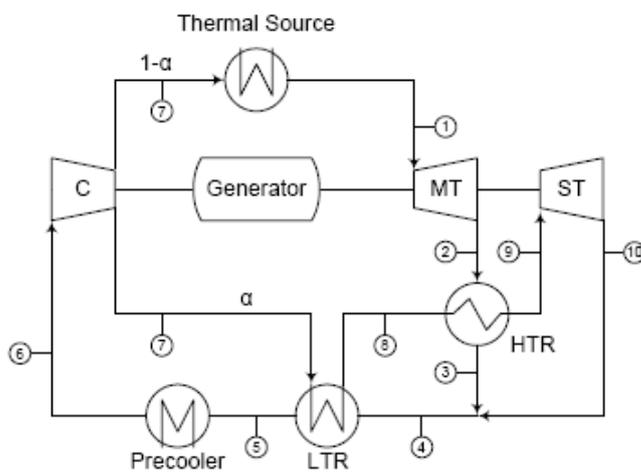


Ilustración 13. Esquema ciclo Cascada 2

A diferencia del ciclo en Cascada 1, se añade un segundo recuperador de calor para aprovechar el calor a la salida de la turbina ST. Para el modelado del ciclo se utilizan las ecuaciones detalladas anteriormente utilizando las siguientes en los recuperadores:

HTR

El intercambiador a alta temperatura se sitúa la salida de la turbina de alta temperatura tomando el calor entre los puntos 2 y 3 y cediéndolo a la corriente situada entre los puntos 8 y 9.

$$PP_{HTR} = \min(T_2 - T_9; T_3 - T_8)$$

$$(h_2 - h_3) * (1 - \alpha) = \alpha * (h_9 - h_8)$$

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{CO2} * (1 - \alpha) * (h_2 - h_3)$$

Ecuación 13. Modelado intercambiador HTR mediante EES.

Donde:

- PP_{HTR} : es el acercamiento en el recuperador HTR.
- \dot{Q}_{HTR} : es el calor recuperado en el intercambiador HTR.

LTR

El intercambiador a baja temperatura LTR se sitúa entre la corriente caliente de los puntos 4 y 5 tomando el calor para luego cederlo entre los puntos 7 y 8.

$$PP_{LTR} = T_4 - T_8$$

$$PP_{LTR} = T_5 - T_7$$

$$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{CO_2} * (h_4 - h_5)$$

Ecuación 14. Modelado intercambiador LTR mediante EES

Donde:

- PP_{LTR} : es el acercamiento en el recuperador LTR.
- \dot{Q}_{LTR} : es el calor recuperado en el intercambiador LTR.

3.1.6 Optimización Cascada 2 para LTR o HTR

A la hora de implantar el ciclo hay que tener en cuenta que éste se puede optimizar para el intercambiador LTR o para el HTR.

La explicación tiene que ver con que el calor específico a presión constante tiene un mayor valor a alta presión que a baja presión. Esta diferencia de valor tiene más importancia a baja temperatura mientras que a alta temperatura apenas se nota. Esta propiedad del calor específico afecta al ciclo de la siguiente forma:

- El intercambiador LTR tiene una corriente a baja presión en la que circula todo el caudal másico del ciclo, mientras que en la corriente de alta presión sólo circula un porcentaje de dicha corriente (α). El intercambiador se equilibra debido a que el valor de α compensa el mayor valor del calor específico de la corriente a alta presión.
- En el intercambiador HTR ocurre una situación similar ya que por una corriente circula α mientras que por la otra circula $1 - \alpha$ con lo que dependiendo del valor de α se puede equilibrar o no.

En caso de optimizar para el LTR en caso de que la presión sea muy alta puede suceder que el punto 8 se encuentre a mayor temperatura que el punto 3 con lo que para que el ciclo se equilibre se anula el intercambiador LTR pasando a actuar el ciclo como en la configuración cascada 1 y produciéndose una caída en el rendimiento.

En caso de optimizar para HTR esto no sucede ya que al no estar optimizado el LTR el punto 8 sale a una temperatura suficientemente baja para que nunca supere al punto 3. El resultado es que el rendimiento del ciclo aumenta con la presión llegando a mejorar al ciclo optimizado a LTR a altas presiones.

La Ilustración 14 muestra cómo varía el rendimiento en caso de optimizar para los distintos intercambiadores.

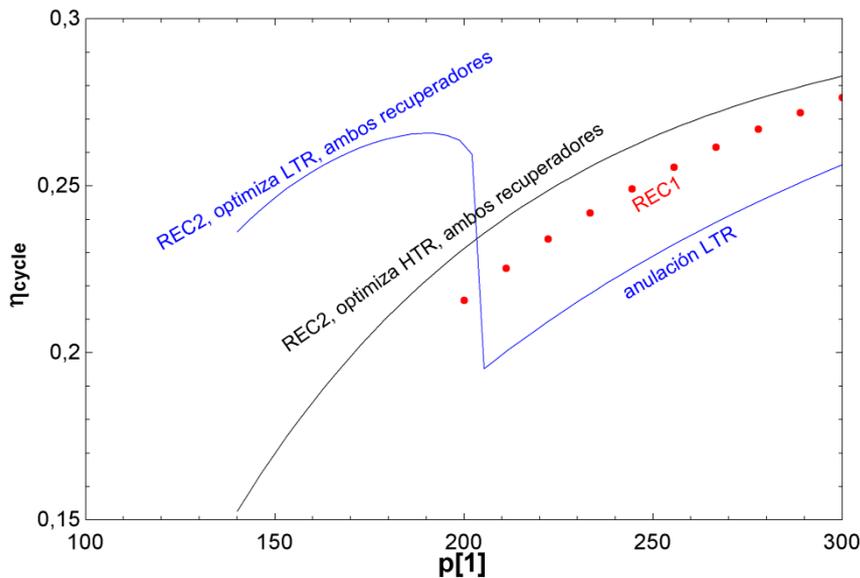


Ilustración 14. Variación de rendimiento de los ciclos en función de la presión.

3.1.7 Ciclo ORC simple subcrítico

Además de los ciclos estudiados anteriormente, se va a modelar un ciclo de Rankine orgánico que se utilizará como ciclo de cola para alguno de los ciclos anteriores. El esquema del ciclo de Rankine orgánico simple es mostrado en la Ilustración 15:

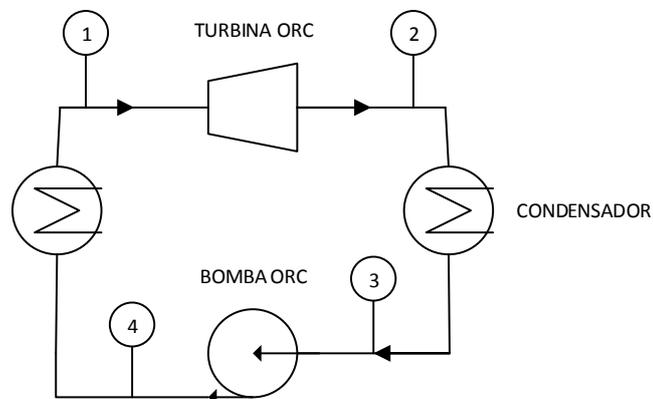
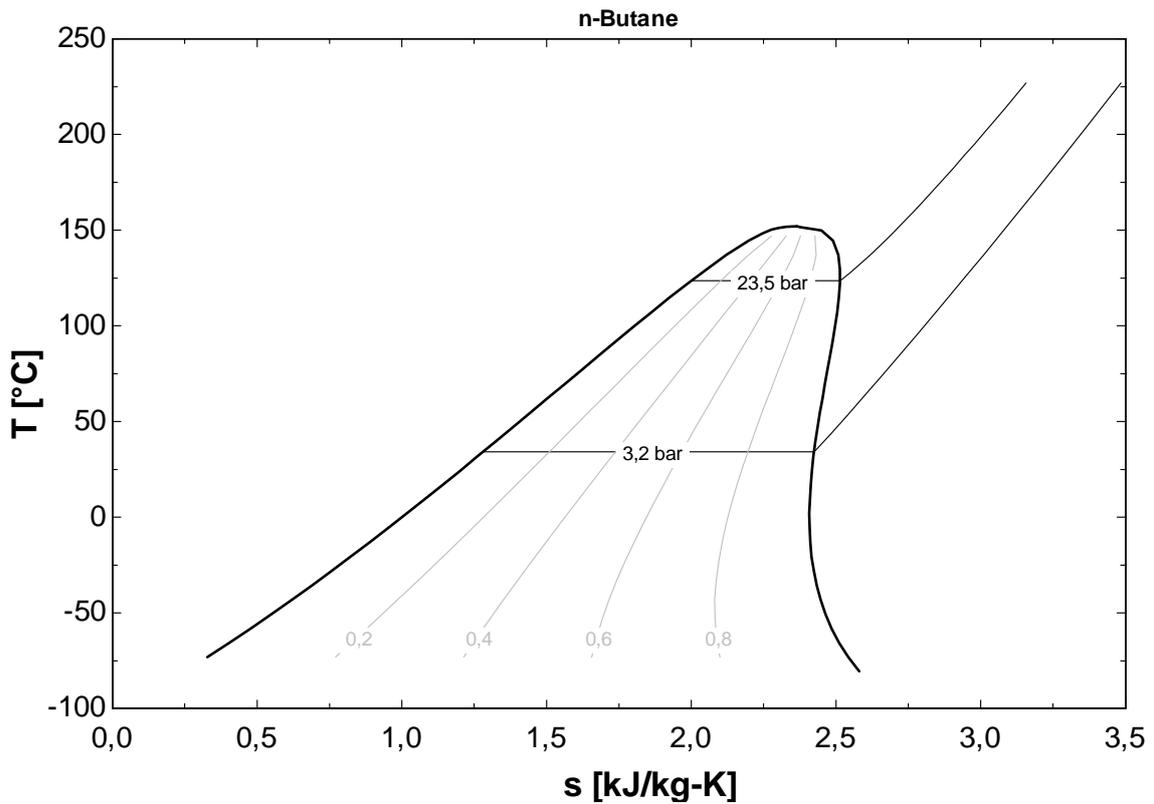


Ilustración 15. Esquema ciclo ORC simple

El fluido orgánico que se va a utilizar es el n-butano, cuyo diagrama T-s se da en la Gráfica 1.



Gráfica 1. Gráfica T-s del n-butano

Los equipos que caracterizan el ciclo se modelan de la siguiente forma:

Turbina

Opera entre los puntos 1 y 2. Las ecuaciones que modelan su comportamiento son:

$$T_{ORC_1} = T_{BRA_2} - PP_{ORC}$$

$$\eta_{T_{ORC}} = \frac{h_{ORC_1} - h_{ORC_2}}{h_{ORC_1} - h_{ORC_{2s}}}$$

$$\dot{W}_{T_{ORC}} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC_1} - h_{ORC_2})$$

Donde:

- PP_{ORC} : es el acercamiento entre la salida del aceite y la entrada del CO_2 .
- $\eta_{T_{ORC}}$: es el rendimiento de la turbina del ciclo Rankine orgánico.
- $h_{ORC_{2s}}$: es la entalpía del fluido en el caso de que la expansión fuese isentrópica.
- $\dot{W}_{T_{ORC}}$: Potencia que se obtiene de la turbina.
- \dot{m}_{ORC} : es el caudal másico del fluido orgánico.

Condensador

Opera entre los puntos 2 y 3. Las ecuaciones que modelan su comportamiento son:

$$P_{ORC_3} = P(T_{ORC_3}, x = 0)$$

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC_2} - h_{ORC_3})$$

$$P_{ORC_2} = P_{ORC_3}$$

Donde:

- \dot{Q}_{CON} : es el calor disipado en el condensador.

Bomba

Opera entre los puntos 3 y 4. Las ecuaciones que modelan su comportamiento son:

$$\eta_{B_{ORC}} = \frac{v_{ORC_3}(P_{ORC_4} - P_{ORC_3})}{h_{ORC_4} - h_{ORC_3}}$$

$$\dot{W}_{Bom} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC_4} - h_{ORC_3})$$

Siendo:

- $\eta_{B_{ORC}}$: es el rendimiento isentrópico de la bomba.
- \dot{W}_{Bom} : es la potencia consumida por la bomba.

Caldera

Opera entre los puntos 1 y 4. Las ecuaciones que modelan su comportamiento son:

$$P_{ORC_1} = P_{ORC_4}$$

$$T_{ORC_4} = T(h_{ORC_4}, x = 0)$$

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC_1} - h_{ORC_4})$$

Donde:

- \dot{Q}_{ORC} : es el calor máximo aprovechable del ciclo principal.

Parámetros globales

Los parámetros globales que caracterizan el ciclo son:

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{TORC} - \dot{W}_{BORC}}{\dot{Q}_{ORC}}$$

$$\dot{W}_{ORC} = \dot{W}_{TORC} - \dot{W}_{BORC}$$

Además al acoplarse con el ciclo principal se añaden las siguientes ecuaciones:

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{ORC} + \dot{W}_{CO2}$$

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

Donde:

- η_{ORC} : es el rendimiento del ciclo rankine orgánico.
- \dot{W}_{ORC} : es la potencia generada por el ciclo Rankine orgánico.
- \dot{W}_{CO2} : es la potencia generada por el ciclo Brayton principal.
- \dot{W}_{CC} : es la potencia generada por el ciclo combinado.
- η_{CC} : es el rendimiento total del ciclo combinado.

3.2 Diseño

3.2.1 Intercambiador de ciclo impreso

El modelado de los intercambiadores de circuito impreso se realiza siguiendo el artículo [7].

Los parámetros a introducir para el cálculo del intercambiador son los mostrados en la Tabla 1.

Parámetro	Significado
m_dot_friototal	Caudal másico de la corriente fría del intercambiador [kg/s]
m_dot_caltotal	Caudal másico de la corriente caliente del intercambiador [kg/s]
T_ce	Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador [°C]
T_cs	Temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador [°C]
T_fe	Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador [°C]
T_fs	Temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador [°C]
p_ce	Presión del fluido caliente a la entrada del intercambiador [bar]
deltap_c	Pérdida de carga máxima aceptable del fluido caliente [bar]

p_fe	Presión del fluido frío a la entrada del intercambiador [bar]
deltap_f	Pérdida de carga máxima aceptable del fluido frío[bar]

Tabla 1. Modelado parámetros del intercambiador de ciclo impreso

Con dichos parámetros introducidos, los resultados que se obtienen son los que se indican en la Tabla 2.

Resultados	Significado
Q_dot_total	Calor intercambiado. [W]
A_frontal	Área frotal del intercambiador. [m ²]
Length	Longitud del intercambiador [m]
n_modules	Número de módulos del intercambiador [-]
n_tubos	Número de tubos del intercambiador [-]
Volume	Volumen total del intercambiador [m ³]
delta_fp_total	Caída de presión total en el fluido frío. [bar]
delta_cp_total	Caída de presión total en el fluido caliente. [bar]

Tabla 2. Modelado resultados del intercambiador de ciclo impreso

El cálculo del intercambiador se realiza dividiéndolo en pequeños sub-intercambiadores en los que se saben las propiedades del fluido, temperatura y presión y se sigue un proceso iterativo hasta que se satisfacen tanto el calor intercambiado como la caída de presión máxima.

Las correlaciones utilizadas para cada una de las *i* divisiones se obtuvieron del artículo [7]

$$Nu_i = 4,089 \quad \text{si } Re_i < 2300$$

$$Nu_i = 4,089 + \frac{Nu_{5000} - 4,089}{5000 - 2300} \cdot (Re_i - 2300) \quad \text{si } 2300 < Re_i < 5000$$

$$Nu_i = \frac{(f_i/8) \cdot (Re_i - 1000) \cdot Pr_i}{1 + 12,7 \cdot (Pr_i^{2/3} - 1) \cdot \sqrt{f_i/8}} \quad \text{si } Re_i > 5000$$

Ecuación 15. Correlaciones para el Nusselt. Fuente [7]

Donde *f* es el factor de Darcy y *Pr* el número de Prandtl.

Calculándose posteriormente el coeficiente de transferencia de calor mediante la ecuación

$$H[i] = Nuss[i] \cdot k / D_{hid}$$

Ecuación 16. Coeficiente de transferencia de calor. Fuente [7]

Donde:

- *k* es la conductividad del material del intercambiador en [W/(m*k)]

Finalmente se calcula el coeficiente global U de cada elemento y con ello ya es posible obtener la longitud de cada uno de los sub-intercambiadores. Las ecuaciones utilizadas son:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{H_{cal_i}} + \frac{1}{H_{frio_i}} + \frac{t}{k}}$$

Ecuación 17. Cálculo coeficiente global U . Fuente [7]

$$L_i = \frac{Q_i}{P_i \cdot U_i \cdot (T_{cal_med_i} - T_{fria_med_i})}$$

Ecuación 18. Cálculo longitud del intercambiador. Fuente [7]

Donde:

- t : es el espesor de la placa en [mm]
- P_i : es el perímetro mojado

Una vez que está calculado el intercambiador se comprueba que cumple con la caída de presión introducida mediante la ecuación:

$$\Delta P_i = f_i \cdot \left(\frac{L_i}{D_{hid_i}} \right) \cdot \left(\frac{c_i^2}{2} \right)$$

Ecuación 19. Cálculo pérdida de presión intercambiador. Fuente [7]

3.2.2 Intercambiador de flujo cruzado

A diferencia del resto de intercambiadores, que se han diseñado siendo de ciclo impreso (PCHE), el intercambiador entre los gases de salida de la cementera y el aceite térmico VP1 se diseña como intercambiador de circuito impreso y también como un intercambiador de flujo cruzado. Esto es debido a que el intercambiador PCHE inicialmente calculado tiene un tamaño mayor de lo esperado, por lo que para intentar reducir su tamaño se diseña de nuevo como intercambiador de flujo cruzado. Posteriormente se concluirá que la opción más adecuada es el PCHE inicial. Para el diseño del intercambiador de flujo cruzado se ha utilizado el proyecto [8].

Los parámetros a introducir para calcular el intercambiador son los dados en la Tabla 3:

Parámetro	Significado
m_dot_gases	Caudal másico de los gases de la cementera [Kg/s]
T_ent_gases	Temperatura de los gases a la entrada del intercambiador [°C]
T_sal_gases	Temperatura de los gases a la salida del intercambiador [°C]

v_GE	Velocidad de los gases a la entrada del intercambiador. [m/s]
P_ent	Presión de los gases a la entrada del intercambiador [bar]
m_dot_aceite	Caudal másico del aceite térmico [Kg/s]
PP_ea	Acercamiento en la entrada del aceite [°C]
PP_sa	Acercamiento en la salida del aceite [°C]
Dext_cal	Diámetro exterior de los tubos normalizado [m]
Dint_cal	Diámetro interior de los tubos normalizado [m]
Conduct_aleta	Conductividad de las aletas [W/m-K]
Conduct_tubo	Conductividad de los tubos [W/m-K]
Esp_aleta_cal	Espesor de las aletas [m]
Dist_aleta_cal	Separación entre las aletas [m]
Pasos_cal	Número de pasos por tubo
n_tubos_cal	Número de tubos

Tabla 3. Modelado parámetros intercambiador de flujo cruzado

Con dichos parámetros se calculan los resultados mostrados en la Tabla 4.

Resultados	Significado
Long_tubo_cal_calc	Longitud total de cada tubo individual. [m]
Area_intercambio_cal	Área de intercambio total del intercambiador. [m ²]
profundidad_cal	Profundidad total del intercambiador. [m]
alto_cal	Alto total del intercambiador. [m]
ancho_cal	Ancho total del intercambiador. [m]
delta_p_GE	Pérdida de carga de los gases de escape al atravesar la caldera. [bar]
Dist_tubos_cal	Separación entre centros de los tubos. [m]
T_GE[1]	Temperatura de salida de los gases de escape de la caldera. [°C]
T_GE[80]	Temperatura de entrada de los gases de escape a la caldera. [°C]
T_aceite[1]	Temperatura de entrada del aceite térmico a la caldera. [°C]
T_aceite[80]	Temperatura de salida del aceite térmico a la caldera. [°C]

Tabla 4. Modelado resultados intercambiador de flujo cruzado.

El método empleado para el diseño es el método de la diferencia de temperatura logarítmica media, para lo cual se divide el intercambiador en 80 diferenciales de longitud calculando en cada uno de ellos el coeficiente global de transferencia de calor y a partir de él la longitud de tubo requerida.

Para el cálculo del coeficiente global se han considerado la convección interior, la conducción del tubo y la convección exterior. Las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

- Coeficiente de transferencia por convección interior, calculado con la correlación de Gniellinski:

$$h_i = \frac{k}{D_{int}^{3,66}} \quad \text{si } Re < 2300$$

$$h_i = \frac{k}{D_{int}} \cdot f \cdot (Re - 1000) \cdot \frac{Pr}{8 + (1 + 12,7 \cdot (f/8)^{0,5} \cdot (Pr^{0,66} - 1))} \quad \text{si } Re \geq 2300$$

Ecuación 20. Coeficiente de transferencia de calor, convección interior. Correlación de Gniellinski

- Coeficiente de transferencia por conducción

$$h_{cond} = \frac{2 \cdot \pi \cdot Conduct_{tubo}}{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}$$

Ecuación 21. Coeficiente de transferencia de calor por conducción

- Coeficiente de transferencia por convección exterior, calculado con la correlación de Gray y Webb:

$$j_4 = 0,14 \cdot Re^{-0,328} \cdot \left(\frac{Dist_{aleta}}{D_{ext}}\right)^{0,0312}$$

$$h_e = \frac{j_4 \cdot k \cdot Re \cdot Pr^{0,35}}{D_{ext}}$$

Ecuación 22. Coeficiente de transferencia de calor, convección exterior. Correlación de Gray y Webb

El siguiente paso es la obtención del área necesaria que se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta Q = \text{Área} \cdot U \cdot DTLM \cdot F_{forma}$$

Ecuación 23. Cálculo de área del intercambiador de calor

Por último se suman las áreas obtenidas en cada tramo y se obtiene la longitud de tubos necesaria.

3.2.3 Tuberías

En el diseño de las tuberías se tienen que cumplir por un lado, que la velocidad máxima del fluido sea menor a la calculada por medio de la Ecuación 24, y además que la tubería tenga un espesor mínimo que garantice su correcto funcionamiento evitando problemas de corrosión.

Las ecuaciones que se van a utilizar en este apartado son las siguientes:

$$v_{max} = 175 * \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0,43}$$

Ecuación 24. Velocidad máxima fluido en tubería. Fuente NORSTOK P-001

$$t_{min} = \frac{P * D_0}{2 * (SE + P * 0,04)}$$

Ecuación 25. Espesor mínimo tubería. Fuente ASME B31.1

Siendo:

- ρ : la densidad del fluido en kg/m^3 .
- P: la presión en bar.
- SE: la tensión máxima admisible de la tubería en MPa.
- D_0 : el diámetro exterior de la tubería en mm.

El proceso de diseño de las tuberías es el siguiente:

- Partiendo de las características del fluido en cada punto del circuito (temperatura, presión, densidad y flujo másico) se calcula en primer lugar la velocidad máxima que puede adquirir el fluido en la tubería mediante la *Ecuación 24. Velocidad máxima fluido en tubería. Fuente NORSTOK P-001*
- Teniendo dicha velocidad y con el caudal másico y la densidad se calcula el diámetro mínimo que debe tener la tubería. A continuación se escoge el diámetro nominal en un catálogo de tuberías siendo el tamaño elegido el inmediatamente superior al calculado. En este proyecto se ha utilizado el catálogo de ArcelorMittal (acorde a ASME/ANSI B36.10M).
- El siguiente paso es la elección del material de las tuberías. En el documento citado a continuación se encuentran una lista de posibles materiales y su tensión máxima admisible [9]. Para el ciclo L2 LTR se ha utilizado el 230 mientras que para los ciclos restantes ha sido necesario utilizar un acero de alta resistencia por la mayor presión del fluido. El acero elegido es el 740H.
- Para calcular el espesor mínimo de la tubería se utiliza la *Ecuación 25. Espesor mínimo tubería. Fuente ASME B31.1* Con este dato se toma en el catálogo mencionado anteriormente el espesor inmediatamente superior. En caso de que el espesor mínimo supere a aquellos en el catálogo habría que aumentar el diámetro de la tubería y seguir desde ese punto hasta encontrar un espesor adecuado.
- Finalmente, sabiendo el diámetro exterior de la tubería y su espesor, se calcula el diámetro interior y con el caudal y la densidad se calcula la velocidad que tendrá el fluido en el interior de la tubería. Esta velocidad tiene que ser inferior a la calculada mediante la *Ecuación 24. Velocidad máxima fluido en tubería.*

Fuente NORSTOK P-001 En caso contrario habría que aumentar el diámetro nominal de la tubería y rehacer los siguientes cálculos.

Los resultados obtenidos están disponibles en el apartado 4: Resultados.

3.3 Modelo económico

Para llevar a cabo este estudio hay que tener en cuenta que se trata de una tecnología nueva. El único ciclo actualmente en activo, con 1 MW de potencia, se encuentra en el National Sandia Laboratory [10]. Además se está intentando crear una nueva planta de 10 MW [5]. En 2014 se ha alcanzado el final de la primera fase de desarrollo de dicha planta que incluye el diseño de sistemas y modelado. Las siguientes etapas incluirán la fabricación y los ensayos. [1]

Para realizar de forma lo más exacta posible el análisis económico se va a estudiar primeramente el ciclo de 10 MW de Sandia con el objetivo de poder comparar sus costes con los ciclos a analizar en este proyecto. Tanto el esquema cómo las propiedades del fluido necesarias para dicho cálculo se han obtenido del documento [5]. El análisis se ha realizado con el software EES.

Análisis Ciclo Sandia

Esquema

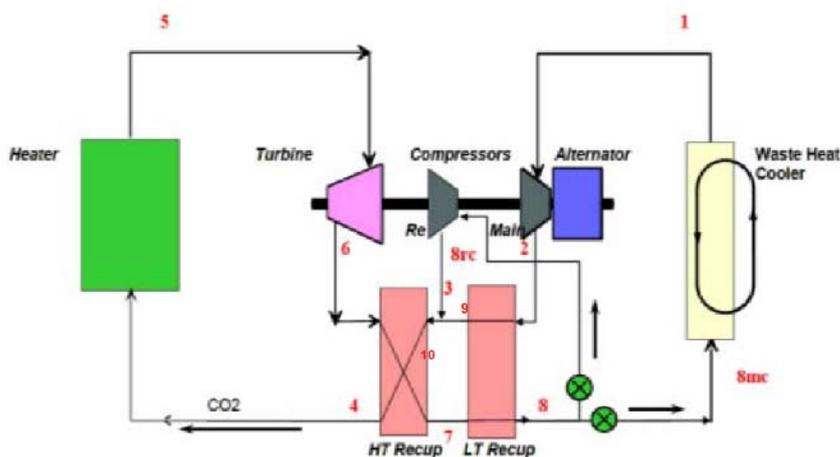


Ilustración 16. Esquema ciclo Sandia. Fuente [5]

Resultados

	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S [kJ/kg-K]
1	31	73,7	-149,8		-1,224

2	81,49	191,6	-122,3	-125,6	
3	180,2	191,6	65,97	58,05	
4	491,1	191,6	456,3		
5	650	191,6	653,7		0,1541
6	525,3	73,7	508,8	496,2	0,17
7	185,2	73,7	118,5		
8	86,49	73,7	-0,002289		-0,7572
9	180,2	191,6	65,97		-1,224
10	180,2	191,6	65,97		

Tabla 5. Resultados ciclo Sandia. Fuente propia

Prestaciones

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$$\begin{array}{llll}
 \alpha = 0,6294 & \eta_C = 0,88 & \eta_{SCO2} = 0,5225 & \eta_T = 0,92 \\
 fS = \text{'CARBONDIOXIDE'} \dot{m}_{CO2} = 120 & PP_{HTR} = 5 & PP_{LTR} = 5 & \\
 \dot{Q}_{cooler} = 11312 & \dot{Q}_{Heater} = 23688 & \dot{Q}_{HTR} = 46840 & \dot{Q}_{LTR} = 14221 \\
 \dot{W}_{CCO2,MC} = 2073 & \dot{W}_{CCO2,RC} = 2934 & \dot{W}_{SCO2} = 12377 & \dot{W}_{TCO2} = 17383
 \end{array}$$

Ilustración 17. Prestaciones ciclo Sandia. Fuente propia

Como se puede observar por los resultados obtenidos, la configuración utilizada en Sandia (ciclo de recompresión) permite alcanzar un rendimiento superior al 50%. (con temperaturas de fuente de 650°C/500°C)

3.3.1 Turbomáquinas

Una vez que se ha realizado el análisis del ciclo de recompresión se puede continuar con el propósito de este apartado. Lo primero que se va a calcular es el precio de las turbomáquinas, entre las que se incluyen las turbinas y los compresores. Para ello se va a seguir el método El-Sayed, que permite calcular el precio de las turbomáquinas en función de los parámetros de diseño. Las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

$$z = 35274 \dot{m}_p^{-0,5} \epsilon^{0,85}$$

Ecuación 26. Precio turbina método El-Sayed

$$z = 16535 \dot{m}_p^{0,45} \epsilon^{0,65}$$

Ecuación 27. Precio compresor método El-Sayed

Siendo:

- \dot{m} el caudal másico en kg/s
- r_p la relación de presiones (>1)
- ε la eficiencia de las turbomáquinas, calculada con la siguiente ecuación

$$\eta_s = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon}$$

Ecuación 28. Eficiencia de turbomáquinas método El-Sayed

Con estas ecuaciones, el primer paso es calcular el precio de la turbina y compresores del ciclo de Sandia. Una vez hecho esto, utilizando el precio real de las turbomáquinas obtenido del artículo [5] se obtiene un coeficiente que posteriormente se utilizará para validar el coste de las turbinas y compresores en los ciclos a analizar en este proyecto.

3.3.2 Intercambiadores PCHE

Tras calcular el precio estimado de las turbomáquinas los siguientes elementos con un mayor coste en un ciclo son los intercambiadores. La forma más sencilla de calcular su precio es obtener la cantidad de metal en cada intercambiador y posteriormente, sabiendo la densidad y el precio del metal, se obtiene su coste. En este caso se trata de intercambiadores de circuito impreso que vienen en módulos de 600 x 600 mm variando la altura. En ése área se encuentran 48.000 medios tubos por los que circula el fluido caliente y 48.000 en los cuales circula el fluido frío. Estos medios tubos tienen un diámetro de 2 mm. A continuación se muestra una imagen de cómo son los tubos de este intercambiador.

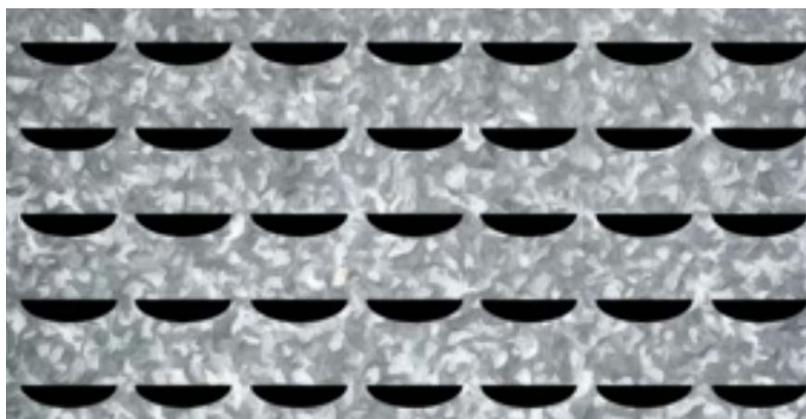


Ilustración 18. Tubos de un intercambiador de circuito impreso. Fuente: Heatric

Para el cálculo del volumen de acero de cada intercambiador se utilizan las ecuaciones listadas a continuación:

$$A \text{ vacía}(\text{m}^2) = 96000 \text{ tubos} \times \text{Pi} \times \frac{0,002^2}{4 \times 2} = 0,1508 \text{ m}^2$$

Ecuación 29. Área vacía de un módulo de intercambiador de circuito impreso. Fuente propia

$$A \text{ acero}(\text{m}^2) = (0,6 \times 0,6) - 0,1508 = 0,2092 \text{ m}^2$$

Ecuación 30. Área de acero de un módulo de intercambiador de circuito impreso. Fuente propia

$$\text{Vol acero intercambiador} (\text{m}^3) = A \text{ acero} (\text{m}^2) \times \text{N}^\circ \text{ módulos} \times L (\text{m})$$

Ecuación 31. Volumen de acero de un intercambiador de circuito impreso. Fuente propia

3.3.3 Tuberías

El cálculo del precio de las tuberías se va a hacer de forma similar a los intercambiadores. Para ello se va a medir la cantidad de material de cada tubería para luego, sabiendo el precio de dicho material, poder calcular precio real. El precio del material se obtiene en la página de Aesteironsteelpipes.

El precio de la aleación 230 es de 25.500 \$/ton. Tendiendo en cuenta que la densidad de dicha aleación es 8,97 g/cm³, el precio por volumen se obtiene de la siguiente forma:

$$P_{230} = \frac{25.500 \$}{1000000 \text{ g}} * 8,97 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 0,228735 \text{ \$/cm}^3$$

De igual forma se obtiene el precio de la aleación de alta resistencia 740H. El precio obtenido en la página es 44.500 \$/ton. La densidad de la aleación es 8,05 g/cm³. El precio por volumen es:

$$P_{740H} = \frac{44.500 \$}{1000000 \text{ g}} * 8,03 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 0,358225 \text{ \$/cm}^3$$

Las medidas de las tuberías se han obtenido del diseño 3D realizado mediante el software Solid Edge.

3.3.4 Valoración económica

La valoración económica del proyecto se va a realizar mediante el coste normalizado de generación. Se va a calcular el coste para un período de 15 años durante los cuales el ciclo trabaja un total de 5000 horas/año.

Para normalizar los costes se utiliza el factor de amortización.

$$f_a = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1}$$

Ecuación 32. Factor de amortización

Donde:

- i : es la rentabilidad exigida, en este caso el WACC.
- N : es el número de años para rentabilizar la inversión.

Los costes de inversión sólo es preciso anualizarlos:

$$LC_I = INV \cdot f_a$$

Ecuación 33. Coste de inversión normalizado

Mientras que los costes de operación y mantenimiento es preciso proyectarlos hacia el futuro, descontarlos al tiempo presente y acumularlos:

$$LC_{OM} = C_0^{OM} \cdot f_{\Sigma}^{OM} \cdot f_a$$

Ecuación 34. Coste de operación y mantenimiento normalizado

$$f_{\Sigma}^{OM} = \frac{k_{OM}(1 - k_{OM}^N)}{1 - k_{OM}}$$

$$k_{OM} = \frac{1 + r_{OM}}{1 + i}$$

Ecuación 35. Factores de proyección y descuento de costes

Siendo:

- r_{OM} : la tasa nominal de actualización de los costes de operación y mantenimiento.

Finalmente, el coste normalizado de generación se calcula mediante la suma de ambos costes:

$$LCOE = INV \cdot f_a + C_0^{OM} \cdot f_{\Sigma}^{OM} \cdot f_a$$

Ecuación 36. Coste normalizado de generación

4

RESULTADOS

4.1 Análisis ciclos

En esta parte se van a mostrar los resultados de los ciclos analizados siguiendo el modelo técnico desarrollado en el apartado 3.

4.1.1 Ciclo SCO₂ simple

El primer ciclo analizado es el esquema más sencillo de un Brayton. Consta de una turbina, un precoolero, un compresor y el intercambiador externo. Al igual que el resto de configuraciones que se van a analizar es un circuito cerrado. Sigue el esquema mostrado en la ilustración 19.

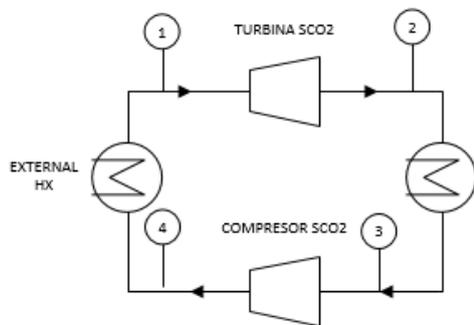


Ilustración 19. Esquema ciclo Brayton simple

Utilizando el modelo indicado en el apartado anterior se han obtenido los resultados dados en la Tabla 6.

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/Kg]	h _s [kJ/kg]	S[kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2398
2	308,6	85	254,6	247,7	-0,2279
3	35	85	-197,9		-1,338
4	57,91	180	-181,7	-183,7	

Tabla 6. Resultados EES ciclo sCO₂ simple

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$C_{p_{agua}} = 4,18$	$C_{p_{gases}} = 1$	$\eta_C = 0,88$	$\eta_{CR} = 0,8626$
$\eta_{SCO_2} = 0,1228$	$\eta_{SCO_2gases} = 0,1059$	$\eta_T = 0,92$	$fS = 'CARBONDIOXIDE'$
$\dot{m} = 64,37$	$\dot{m}_{gases} = 100$	$\dot{m}_{refr} = 1394$	$PP_{HX} = 10$
$\dot{Q}_{DIS} = 29132$	$\dot{Q}_{FC} = 33209$	$\dot{Q}_{FCmax} = 38500$	$q_{inter} = 515,9$
$T_{ent,gases} = 400$	$T_{refr,ent} = 25$	$T_{refr,sal} = 30$	$T_{sal,gases} = 67,91$
$w_C = 16,2$	$\dot{W}_{neta} = 4077$	$w_T = 79,54$	

Ilustración 20. Resultados EES ciclo sCO₂ simple

Con esta configuración el rendimiento obtenido es de apenas un 10,59 % proporcionando una potencia de 4077 kW. Hay que tener en cuenta que el rendimiento se ha obtenido con respecto a los gases de salida, no es el rendimiento del ciclo en sí. El bajo rendimiento se debe a la cantidad de calor que se pierde en el precooler en el que el fluido pasa de estar a 308,6 °C a 35 °C. Una forma de solucionar esto es añadiendo un recuperador de modo que aproveche el fluido a 308 °C para calentar la salida del precooler.

4.1.2 Ciclo sCO₂ regenerativo

El siguiente ciclo a analizar añade un regenerador al ciclo anterior con la idea de reducir el calor disipado en el precooler. El esquema del ciclo es el mostrado en la Ilustración 21.

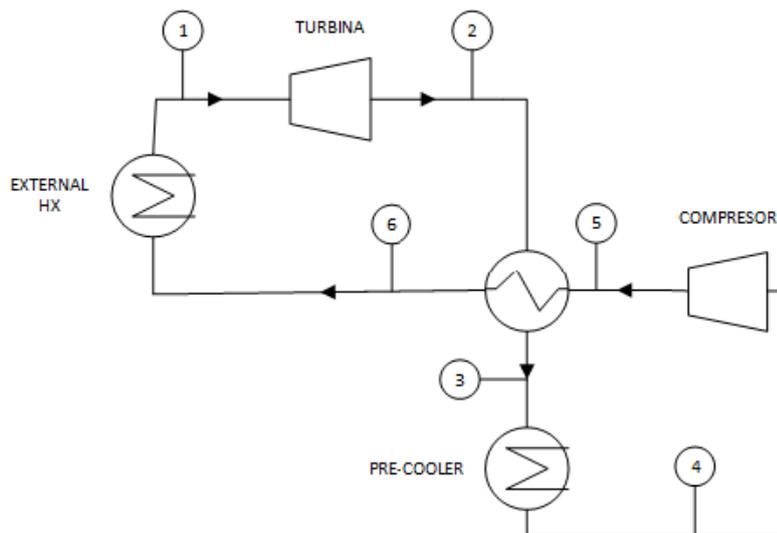


Ilustración 21. Esquema ciclo sCO₂ regenerativo

Con la configuración utilizada se obtienen los resultados dados en la tabla 7

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S[kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2398
2	308,6	85	254,6	247,7	-0,2279
3	67,91	85	-40,52		
4	35	85	-197,9		-1,338
5	57,91	180	-181,7	-183,7	
6	211,9	180	113,4		

Tabla 7. Resultados EES ciclo sCO₂ regenerativo

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

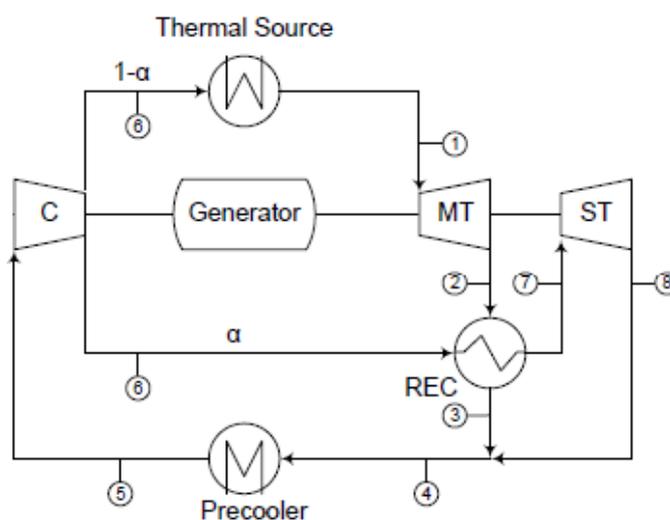
$C_{p_{gases}} = 1$	$\eta_C = 0,88$	$\eta_{CR} = 0,4625$	$\eta_{SCO2} = 0,2869$
$\eta_{SCO2_{gases}} = 0,1327$	$\eta_T = 0,92$	$f\$_{ = 'CARBONDIOXIDE'$	$\dot{m} = 80,66$
$\dot{m}_{gases} = 100$	$PP_{HX} = 10$	$PP_{REC} = 10$	$\dot{Q}_{DIS} = 12698$
$\dot{Q}_{FC} = 17807$	$\dot{Q}_{FC_{max}} = 38500$	$\dot{Q}_{REC} = 23809$	$q_{inter} = 220,8$
$T_{ent,gases} = 400$	$T_{sal,gases} = 221,9$	$w_C = 16,2$	$\dot{W}_{neta} = 5109$
$w_T = 79,54$			

Ilustración 22. Resultados EES ciclo sCO2 regenerativo

La adición del regenerador aumenta el rendimiento del ciclo hasta el 13,27 % proporcionando una potencia de 5109 kW. Esto se debe a que se ha reducido el calor disipado en el precoolero. A pesar de recuperar 23.800 kW el rendimiento aumenta muy ligeramente. El problema de este ciclo está en la caldera de recuperación, ya que la temperatura del dióxido de carbono es de 211 °C en comparación con los 57 °C del ciclo anterior. Esto causa que no se pueda aprovechar en su totalidad el calor de la fuente térmica.

4.1.3 Ciclo SCO2 en cascada (Layout 1)

Otra posible configuración es un ciclo en cascada. Este ciclo se caracteriza por contar con dos turbinas, una de alta temperatura, MT y otra de baja temperatura ST. El ciclo cuenta con un recuperador que aprovecha el calor a la salida de la turbina MT para ceder calor a una corriente procedente del compresor que se dirige a la turbina ST. El esquema del ciclo es el mostrado en la Ilustración 23.

**Ilustración 23. Esquema ciclo sCO2 cascada 1**

Los resultados que se obtienen son los mostrados en la Tabla 8.

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/Kg]	h _s [kJ/kg]	S[kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2398
2	308,6	85	254,6	247,7	-0,2279
3	67,91	85	-40,52		
4	125,7	85	42,91		
5	35	85	-197,9		-1,338
6	57,91	180	-181,7	-183,7	
7	298,6	180	222,9		-0,4205
8	222,9	85	157,3	151,6	-0,4089

Tabla 8. Resultados EES ciclo sCO₂ cascada 1

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\alpha = 0,4218$	$C_{p_{agua}} = 4,18$	$C_{p_{gases}} = 1$	$\eta_C = 0,88$
$\eta_{SCO_2} = 0,1926$	$\eta_{SCO_2gases} = 0,1661$	$\eta_T = 0,92$	$f\$_{=} = 'CARBONDIOXIDE$
$\dot{m}_{CO_2} = 111,3$	$\dot{m}_{gases} = 100$	$\dot{m}_{refr} = 1283$	$PP_{HX} = 10$
$PP_{REC} = 10$	$\dot{Q}_{DIS} = 26814$	$\dot{Q}_{FC} = 33209$	$\dot{Q}_{FCmax} = 38500$
$\dot{Q}_{REC} = 19000$	$T_{ent,gases} = 400$	$T_{refr,ent} = 25$	$T_{refr,sal} = 30$
$T_{sal,gases} = 67,91$	$\dot{W}_{CO_2} = 1803$	$\dot{W}_{SCO_2} = 6396$	$\dot{W}_{Tco_2,MT} = 5120$
$\dot{W}_{Tco_2,ST} = 3080$			

Ilustración 24. Resultados EES ciclo sCO₂ cascada 1

Esta configuración obtiene un rendimiento total de un 16,61 % y una potencia entre las dos turbinas de 6396 kW. Se produce un aumento del rendimiento con respecto a los ciclos anteriores. Se soluciona el problema del ciclo regenerativo ya que la temperatura de entrada en la caldera de recuperación vuelve a ser 57 °C. El calor disipado en el precooling es muy similar al del ciclo sCO₂ simple. Sin embargo no afecta tanto al rendimiento ya que el caudal másico del fluido es aproximadamente el doble que en el ciclo simple.

4.1.4 Ciclo SCO₂ en cascada (Layout 2) LTR

La siguiente configuración es un ciclo en cascada que a diferencia del anterior cuenta con dos recuperadores LTR y HTR. Este ciclo se puede analizar optimizando para el LTR o para el HTR. El primero que se va a analizar es optimizando el LTR. La razón de la adición del segundo recuperador es aprovechar el calor que en la configuración anterior se disipaba en el precooling de forma que se añada a la corriente que fluye desde el compresor.

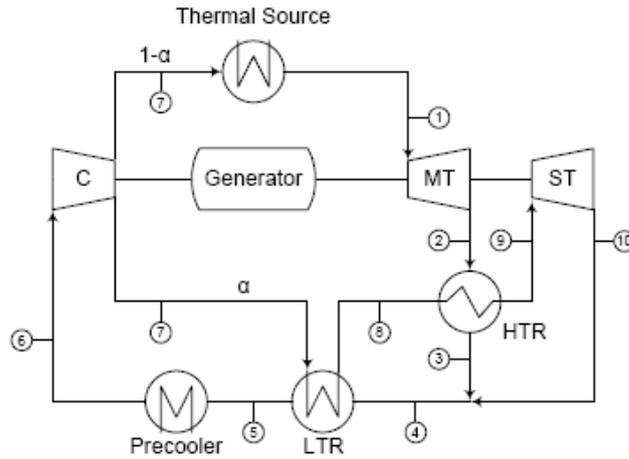


Ilustración 25. Esquema ciclo sCO2 cascada 2

Los resultados obtenidos con esta configuración se muestran en la Tabla 9.

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/Kg]	h _s [kJ/kg]	S[kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2398
2	308,6	85	254,6	247,7	-0,2279
3	158,4	85	82,7		
4	158,4	85	82,7		
5	67,91	85	-40,52		
6	35	85	-197,9		-1,338
7	57,91	180	-181,7	-183,7	
8	148,4	180	23		
9	229,8	180	136,8		-0,581
10	158,4	85	82,7	78	

Tabla 9. Resultados EES ciclo cascada 2 LTR

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\alpha = 0,6018$	$C_{p_{agua}} = 4,18$	$C_{p_{gases}} = 1$	$\eta_C = 0,88$
$\eta_{SCO_2} = 0,2337$	$\eta_{SCO_2_{gases}} = 0,2016$	$\eta_T = 0,92$	$fS = 'CARBONDIOXIDE'$
$\dot{m}_{CO_2} = 161,7$	$\dot{m}_{gases} = 100$	$\dot{m}_{refr} = 1218$	$PP_{HTR} = 10$
$PP_{HX} = 10$	$PP_{LTR} = 10$	$\dot{Q}_{DIS} = 25448$	$\dot{Q}_{FC} = 33209$
$\dot{Q}_{FC_{max}} = 38500$	$\dot{Q}_{HTR} = 11068$	$\dot{Q}_{LTR} = 19920$	$T_{ent,gases} = 400$
$T_{refr,ent} = 25$	$T_{refr,sal} = 30$	$T_{sal,gases} = 67,91$	$\dot{W}_{CO_2} = 2619$
$\dot{W}_{SCO_2} = 7761$	$\dot{W}_{T_{CO_2,MT}} = 5120$	$\dot{W}_{T_{CO_2,ST}} = 5260$	

Ilustración 26. Resultados EES ciclo cascada 2 LTR

El rendimiento obtenido en el ciclo de SCO_2 en cascada es de un 20,16 % mientras que la potencia que desarrolla el ciclo son 7761 kW. Este ciclo cuenta con el mayor rendimiento de los ciclos estudiados hasta el momento por dos razones, la primera es que cuenta con el mayor caudal másico lo que permite

que la turbina genere más potencia; la segunda se debe a que consigue reducir la temperatura del punto 5 gracias al intercambiador LTR.

4.1.5 Ciclo CO₂ en cascada (Layout 2) HTR

A continuación se analiza la misma configuración de ciclo en Cascada 2 que arriba, pero en este caso se va a optimizar para el intercambiador HTR.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 10:

	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S [kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2393
2	308,8	85	254,9	248	-0,2274
3	223,2	85	157,7		-0,4072
4	223,2	85	157,7		-0,4072
5	106,6	85	18,75		-0,7266
6	35	85	-195,2		-1,379
7	59,08	180	-178,6	-180,6	-1,373
8	213,2	180	115,1		-0,6247
9	298,8	180	223,3		-0,4187
10	223,2	85	157,7	152	-0,4072

Tabla 10. Resultados EES ciclo cascada 2 HTR

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\alpha = 0,4732$	$C_{p\text{agua}} = 4,18$	$C_{p\text{gases}} = 1$	$C_{v\text{gases}} = 0,7812$
$\eta_B = 0,85$	$\eta_C = 0,88$	$\eta_{\text{SCO}_2} = 0,1992$	$\eta_{\text{SCO}_2\text{gases}} = 0,1712$
$\eta_T = 0,92$	$f\$_ = \text{'CARBONDIOXIDE'}$	$\gamma_{\text{gases}} = 1,28$	$\dot{m}_{\text{CO}_2} = 122,5$
$\dot{m}_{\text{gases}} = 100$	$\dot{m}_{\text{refr}} = 1254$	$PP_{\text{HTR}} = 10$	$PP_{\text{HX}} = 10$
$PP_{\text{LTR}} = 10$	$\dot{Q}_{\text{DIS}} = 26205$	$\dot{Q}_{\text{FC}} = 33092$	$\dot{Q}_{\text{FCmax}} = 38500$
$\dot{Q}_{\text{HTR}} = 6272$	$\dot{Q}_{\text{LTR}} = 17026$	$T_{\text{ent,gases}} = 400$	$T_{\text{refr,ent}} = 25$
$T_{\text{refr,sal}} = 30$	$T_{\text{sal,gases}} = 69,08$	$v_B = 0,001003$	$\dot{W}_{\text{Bagua}} = 295,9$
$\dot{W}_{\text{CO}_2} = 2034$	$\dot{W}_{\text{SCO}_2} = 6591$	$\dot{W}_{\text{Tco}_2,\text{MT}} = 5119$	$\dot{W}_{\text{Tco}_2,\text{ST}} = 3803$

Ilustración 27. Resultados EES ciclo cascada 2 HTR

Esta configuración obtiene un rendimiento total de un 16,61 % y una potencia total de 6396 kW. El rendimiento obtenido es menor que optimizando para el LTR como se esperaba para la presión de trabajo. Esto se debe a que por un lado la temperatura del punto 5 es mayor que en el caso anterior, por lo que no se aprovechan tanto los recuperadores y además el caudal másico es menor por lo que la potencia obtenida en las turbinas desciende.

4.1.6 Ciclo sCO2 simple con ORC simple subcrítico

Los siguientes ciclos que se van a analizar se componen de los ciclos analizados anteriormente en los que la temperatura a la entrada del precoolador era suficientemente alta como para permitir acoplar un ciclo de cola que aproveche el calor disipado. El ciclo de cola que se añade es un ciclo ORC subcrítico. El esquema del nuevo ciclo se muestra en la Ilustración 28.

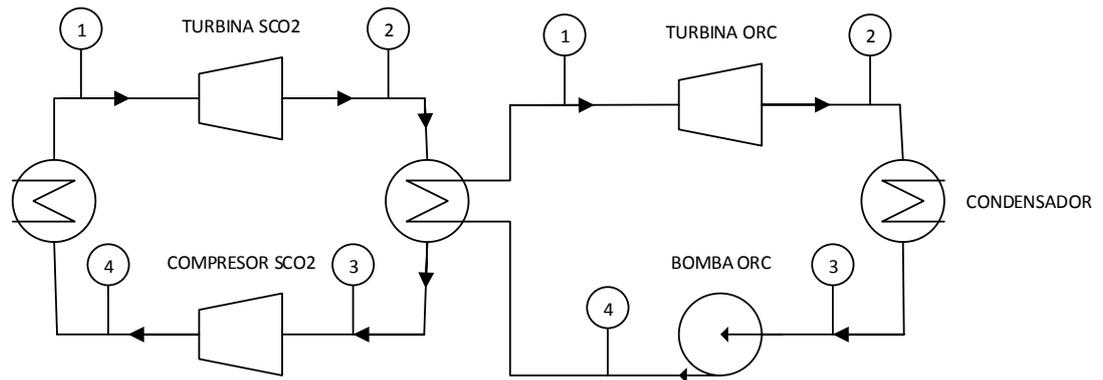


Ilustración 28. Esquema ciclo sCO2 simple con ORC simple

Los resultados obtenidos se muestran en las Tablas 11 y 12.

SCO2	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S [kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2398
2	308,6	85	254,6	247,7	-0,2279
3	49,92	85	-81,14		-1,016
4	109,1	180	-47,78	-51,78	

Tabla 11. Resultados sCO2 en EES del ciclo sCO2 simple más ORC

ORC	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S [kJ/kg-K]
1	123,4	23,5	743,3		2,514
2	56,15	3,29	674,7	662,5	2,551
3	35	3,29	284		
4	36,92	23,5	288,8		

Tabla 12. Resultados ORC en EES del ciclo sCO2 simple más ORC

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$C_{p\text{agua}} = 4,18$	$C_{p\text{gases}} = 1$	$\eta_{B,ORC} = 0,75$	$\eta_C = 0,88$	$\eta_{CC} = 0,2444$
$\eta_{CC\text{gases}} = 0,1783$	$\eta_{SCO2} = 0,1209$	$\eta_T = 0,92$	$\eta_{T,ORC} = 0,85$	$f\$_{ } = \text{'CARBONDIOXIDE'}$
$f_{ORCs} = \text{'R600'}$	$\dot{m}_{CO2} = 73,53$	$\dot{m}_{cond} = 1015$	$\dot{m}_{gases} = 100$	$\dot{m}_{ORC} = 54,32$
$PP_{CONreal} = 5,612$	$PP_{HX} = 10$	$PP_{ORC} = 13$	$PP_{ORCreal} = 9,772$	$\dot{Q}_{COND} = 21221$
$\dot{Q}_{FC} = 28087$	$\dot{Q}_{FCmax} = 38500$	$\dot{Q}_{ORC} = 24691$	$T_{cond,ent} = 25$	$T_{cond,sal} = 30$
$T_{ent,gases} = 400$	$T_{sal,gases} = 119,1$	$\dot{w}_{Borc} = 261,1$	$\dot{W}_{CC} = 6866$	$\dot{W}_{Cco2} = 2453$
$\dot{W}_{ORC} = 3470$	$\dot{W}_{SCO2} = 3396$	$\dot{W}_{Tco2} = 5849$	$\dot{w}_{Torc} = 3731$	

Tabla 13. Resultados EES del ciclo sCO2 simple más ORC

El rendimiento del ciclo combinado es de un 17,83 % obteniendo una potencia de 3396 kW en la parte de dióxido de carbono y 3470 kW en el ciclo ORC. El ciclo de Rankine orgánico utiliza como fluido orgánico el n-butano. La adición del ciclo orgánico permite prácticamente doblar el rendimiento total del ciclo llegando a producir el ciclo de cola la misma potencia que el ciclo principal.

4.1.7 Ciclo sCO₂ cascada 1 con ORC simple subcrítico

El otro ciclo con una temperatura suficientemente elevada a la entrada del precooler para permitir la implantación de un ciclo de cola es el ciclo Cascada 1. Al igual que en el caso anterior se va a utilizar un ciclo ORC subcrítico. El esquema del ciclo se muestra en la Ilustración 29.

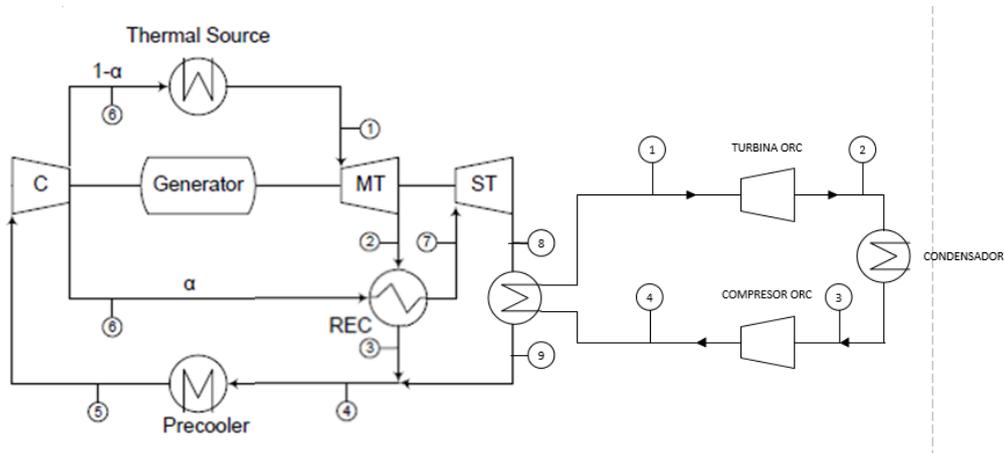


Ilustración 29. Esquema ciclo sCO₂ cascada 1 más ORC simple

Los resultados del ciclo combinado se muestran en las Tablas 14 y 15.

SCO ₂	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S [kJ/kg-K]
1	390	180	334,2		-0,2398
2	308,6	85	254,6	247,7	-0,2279
3	67,91	85	-40,52		
4	63,92	85	-48,05		
5	35	85	-197,9		-1,338
6	57,91	180	-181,7	-183,7	
7	298,6	180	222,9		-0,4205
8	222,9	85	157,3	151,6	-0,4089
9	58,92	85	-58,38		

Tabla 14. Resultados sCO₂ en EES del ciclo sCO₂ cascada 1 más ORC

ORC	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	S[kJ/kg-K]
1	123,4	23,5	743,3		2,514
2	56,15	3,29	674,7	662,5	2,551
3	35	3,29	284		
4	36,92	23,5	288,8		

Tabla 15. Resultados ORC en EES del ciclo sCO₂ cascada 1 más ORC

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\alpha = 0,4218$	$C_{p\text{agua}} = 4,18$	$C_{p\text{gases}} = 1$	$\eta_{B,ORC} = 0,75$
$\eta_C = 0,88$	$\eta_{CC} = 0,2354$	$\eta_{CC\text{gases}} = 0,2031$	$\eta_{SCO_2} = 0,1926$
$\eta_{SCO_2\text{gases}} = 0,1661$	$\eta_T = 0,92$	$\eta_{T,ORC} = 0,85$	$f\$ = \text{'CARBONDIOXIDE'}$
$f_{ORCS} = \text{'R600'}$	$\dot{m}_{CO_2} = 111,3$	$\dot{m}_{cond} = 416,4$	$\dot{m}_{\text{gases}} = 100$
$\dot{m}_{ORC} = 22,28$	$\dot{m}_{\text{refr}} = 798,4$	$PP_{HX} = 10$	$PP_{ORC} = 22$
$PP_{ORC\text{real}} = 10,18$	$PP_{REC} = 10$	$\dot{Q}_{COND} = 8704$	$\dot{Q}_{DIS} = 16687$
$\dot{Q}_{FC} = 33209$	$\dot{Q}_{FC\text{max}} = 38500$	$\dot{Q}_{INT} = 10127$	$\dot{Q}_{ORC} = 10127$
$\dot{Q}_{REC} = 19000$	$T_{\text{cond,ent}} = 25$	$T_{\text{cond,sal}} = 30$	$T_{\text{ent,gases}} = 400$
$T_{\text{refr,ent}} = 25$	$T_{\text{refr,sal}} = 30$	$T_{\text{sal,gases}} = 67,91$	$\dot{w}_{Borc} = 107,1$
$\dot{W}_{CC} = 7819$	$\dot{W}_{CO_2} = 1803$	$\dot{W}_{ORC} = 1423$	$\dot{W}_{SCO_2} = 6396$
$\dot{W}_{TCo_2,MT} = 5120$	$\dot{W}_{TCo_2,ST} = 3080$	$\dot{w}_{Torc} = 1530$	

Ilustración 30. Resultados EES ciclo cascada 1 más ORC simple

El rendimiento obtenido en el ciclo combinado es 20,31 % obteniéndose una potencia total de 7819 kW. El fluido orgánico del ciclo Rankine es n-butano. Esta configuración permite aprovechar el fluido a 222 °C a la entrada del precooler.

4.1.8 Resumen

Como resumen final del análisis se muestra la siguiente tabla:

Ciclo	Rendimiento (%)	Potencia (kW)
SCO ₂ simple	10,59	4077
SCO ₂ regenerativo	13,27	5109
SCO ₂ simple ORC simple SUB	17,83	6866
SCO ₂ cascada1	16,61	6396
SCO ₂ cascada1 ORC simple SUB	20,31	7819
SCO ₂ cascada2 LTR	20,16	7761
SCO ₂ cascada2 HTR	17,08	7026

Tabla 16. Resumen ciclos analizados

Los rendimientos se han obtenido con respecto a los gases de salida de la cementera, no es el rendimiento del ciclo propiamente dicho.

Para continuar con el siguiente punto se van a elegir los ciclos que resultan más interesantes para el aprovechamiento de calores residuales. En primer lugar, se

descartan los ciclos con un ORC como ciclo de cola. Esto se debe a que la gran ventaja de la utilización del dióxido de carbono es su tamaño. Al añadir un ORC esta ventaja desaparece a pesar de que el rendimiento aumente. En cuanto a los 5 ciclos restantes se van a descartar el ciclo simple y el regenerativo debido a su bajo rendimiento. El siguiente apartado del proyecto se centrará en el análisis de los ciclos en cascada, al ser los más interesantes.

4.2 Estudio ciclos Cascada 1 y Cascada 2

En este apartado se va a realizar un análisis más exhaustivo de los ciclos elegidos en el apartado anterior. Para ello, primero se van a redefinir las condiciones iniciales para todos los ciclos:

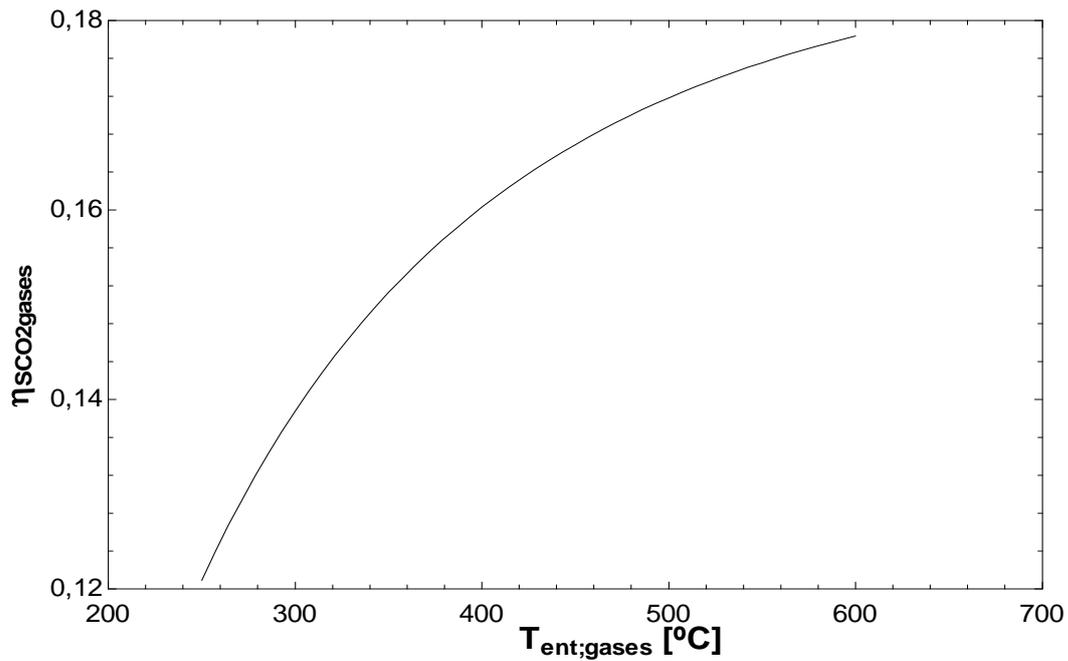
- Calor máximo aprovechable 40.000 kW
- Temperatura de entrada de gases: 400 °C
- Rendimiento turbina: 90%
- Rendimiento compresor: 85%
- Presión de alta: 180 bar
- Presión de baja: 85 bar
- PP en recalentadores: 10 °C.
- No se consideran las pérdidas.

En este apartado el objetivo es comprobar cómo afecta el variar distintos parámetros al rendimiento del ciclo. Estos parámetros que se van a variar son la temperatura de entrada de los gases, la presión de alta y el PP en los intercambiadores.

4.2.1 Cascada 1

El primer ciclo a analizar es el ciclo en cascada 1. Con las condiciones iniciales el ciclo muestra un rendimiento de un 16,03 %.

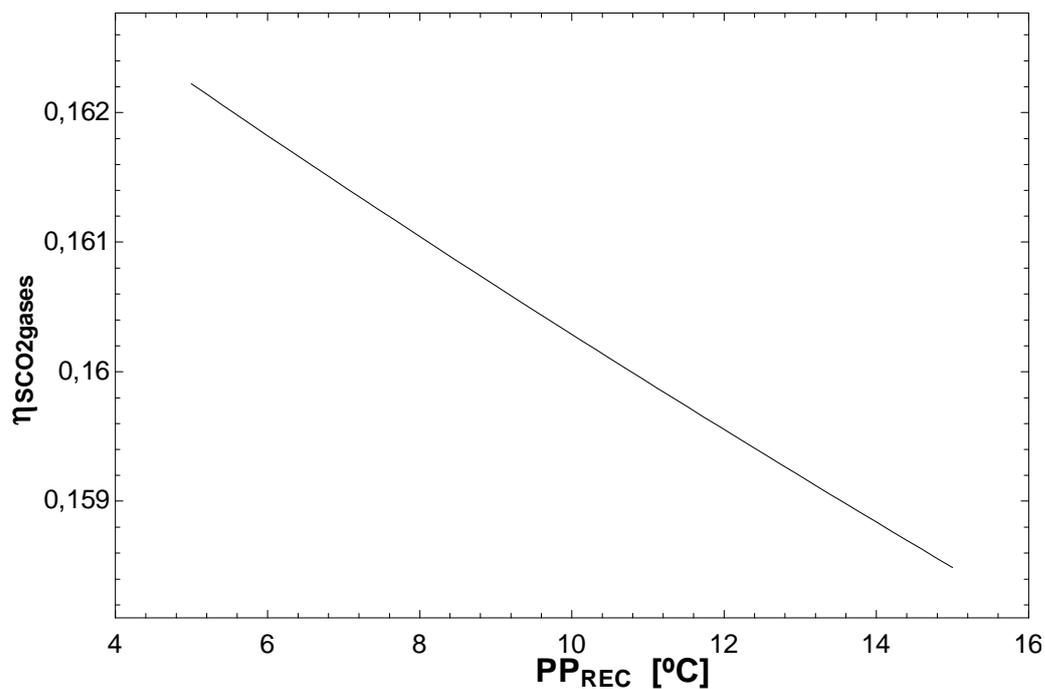
El primer análisis a comprobar es cómo afecta la variación de la temperatura de entrada de los gases al rendimiento. La temperatura se va a variar desde 250 °C hasta 650 °C cubriendo el abanico de temperaturas que podrían darse en los gases de salida de las diferentes industrias. Mediante el programa EES se ha obtenido la Gráfica 2.



Gráfica 2. Rendimiento del ciclo L1 al variar la temperatura de entrada de gases. Fuente propia

Como se puede observar en la gráfica superior, a mayor temperatura de entrada de los gases mayor es el rendimiento. Ésto se debe a que aumenta la temperatura del fluido que entra a la turbina, aumentando la entalpía y permitiendo conseguir una mayor potencia.

La siguiente variable que se va a analizar es el PP del recalentador. Para ello se va a calcular el rendimiento del ciclo empezando con un PP de 5 $^{\circ}\text{C}$, aumentándolo hasta alcanzar los 15 $^{\circ}\text{C}$.



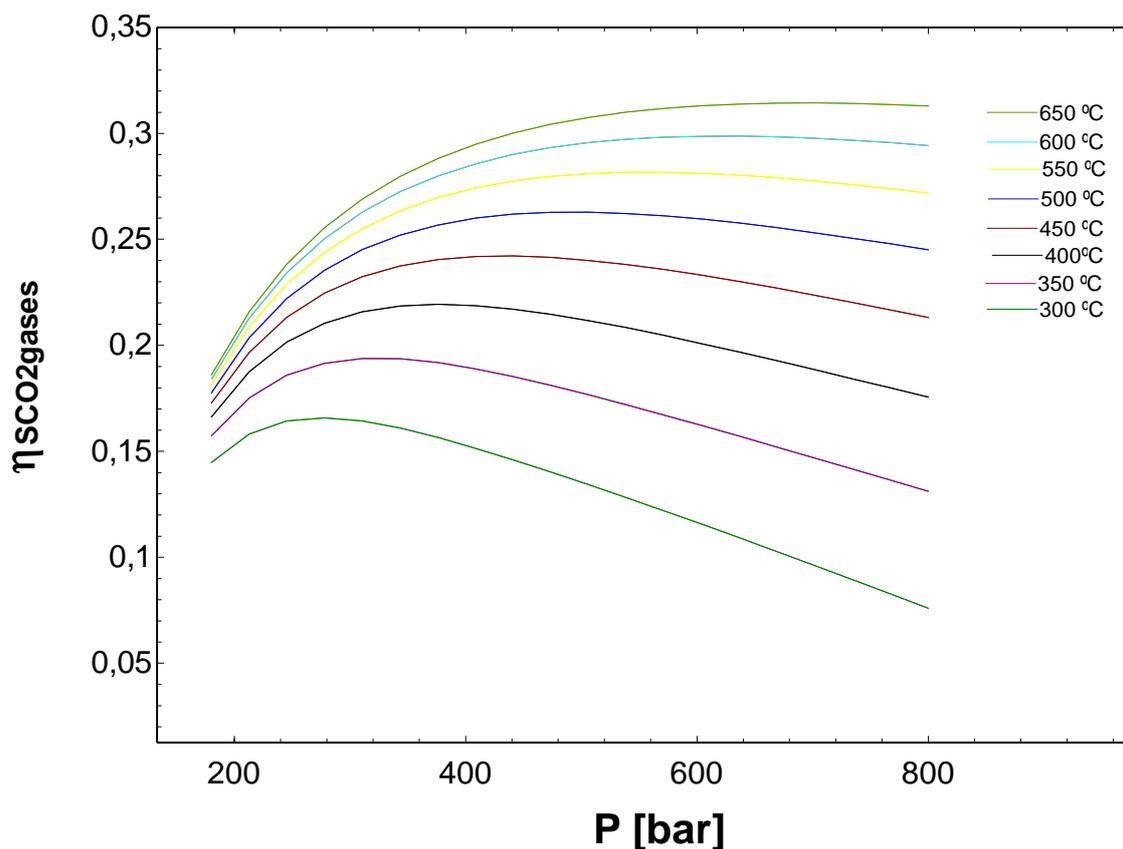
Gráfica 3. Rendimiento L1 al variar el PP del recalentador. Fuente propia

En este caso se puede ver como el rendimiento varía de forma lineal al variar el PP del recalentador. Tomando 2 puntos de la gráfica se puede calcular la pendiente de la recta.

$$m = \frac{(0,1622 - 0,1588)}{(5 - 13,98)} = -0,0378 \text{ Pu}/^{\circ}\text{C}$$

Esto quiere decir que con cada aumento del PP en 1°C, el rendimiento desciende un 0,0378 %. Por lo que interesa que el PP sea lo más bajo posible para maximizar el rendimiento final del ciclo. La razón es que al ser menor la temperatura de acercamiento aumenta ligeramente el calor intercambiado en el intercambiador. Por contra, al realizar el dimensionamiento, el tamaño del intercambiador será mayor.

Por último se va a comprobar cómo afecta el aumento de presión al ciclo. Para ello, se van a tomar distintas temperaturas de entrada de gases y a continuación variar la presión de alta desde los 180 bar iniciales hasta alcanzar 800 bar. El resultado es la Gráfica 4.



Gráfica 4. Variación de rendimiento en función de la presión. Ciclo L1. Fuente propia

El rendimiento aumenta en una primera instancia hasta llegar a un máximo que se desplaza hacia mayores presiones cuando se aumenta la temperatura de entrada de gases. Para la temperatura de las condiciones iniciales, 400 °C, dicho máximo se sitúa a

presiones ligeramente inferiores a 400 bar. Lo que indica que se podría aumentar la presión de entrada para mejorar el rendimiento del ciclo.

Como resumen final se muestra la variación del rendimiento que se puede conseguir cuando varían los parámetros estudiados. Para ello se muestran las derivadas parciales del rendimiento en función de dichos parámetros.

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\eta_{\text{SCO2gases}} = 0,1603 \pm 0,04043$		
$p_1 = 180 \pm 30$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial p_1 = 0,0007733$	32,92 %
$PP_{\text{REC}} = 10 \pm 5$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial PP_{\text{REC}} = -0,0003724$	0,21 %
$T_{\text{ent,gases}} = 400 \pm 200$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial T_{\text{ent,gases}} = 0,0001653$	66,86 %

Ilustración 31. Variación rendimiento ciclo L1 en función de P1, PPrec y T entrada gases. Software EES

La mayor pendiente la tiene la variable Presión mientras que la menor (en valor absoluto) es la temperatura, por lo que un aumento de 1 bar implica una mayor mejora de rendimiento que un aumento de 1 °C. Sin embargo hay que tener en cuenta a la hora de la elección de la industria en la cual se van a implementar estos ciclos que tiene muchos menos costes buscar una industria con una mayor temperatura de salida de gases, que aumentar la presión del fluido de trabajo en una industria inicial para alcanzar el mismo rendimiento.

Análisis sensibilidad

Continuando con el estudio del ciclo L1, se va a realizar un análisis de sensibilidad. Las variables a estudiar son las mismas que en las gráficas anteriores. Primeramente, se realiza un análisis de la sensibilidad absoluta. Para ello se utiliza la Ecuación 37.

$$\Delta \eta = 100 \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} \right) \cdot \Delta x$$

Ecuación 37. Sensibilidad absoluta

Para dicho análisis se va a estudiar cómo afecta una variación de 10 bar en la presión, una variación de 50 °C en la temperatura de entrada de gases y una variación de 1 °C en el PP del regenerador. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 17.

Δx			$\Delta \eta$
Δp [bar]	10 bar	$\frac{(0,168 - 0,1608)}{(190,8 - 180,6)} * 10 * 100$	0,6%
ΔT_{ET} [°C]	50°C	$\frac{(0,1669 - 0,1603)}{(450 - 400)} * 50 * 100$	0,66%
ΔPP [°C]	1°C	$\frac{(0,1599 - 0,161)}{(11,12 - 10,1)} * 1 * 100$	-0,0294%

Tabla 17. Sensibilidad absoluta ciclo L1. Fuente propia

Por último, se va a realizar un estudio de la sensibilidad relativa. Para ello se va a utilizar la Ecuación 38.

$$\frac{\Delta\eta}{\eta_N[\text{p.u.}]} = \left(\frac{\partial\eta}{\partial x} \right) \cdot \left(\frac{\Delta x}{\eta_N[\text{p.u.}]} \right) \cdot 100$$

Ecuación 38. Sensibilidad relativa

Los parámetros a analizar son los mismos que en el análisis de la sensibilidad absoluta. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 18.

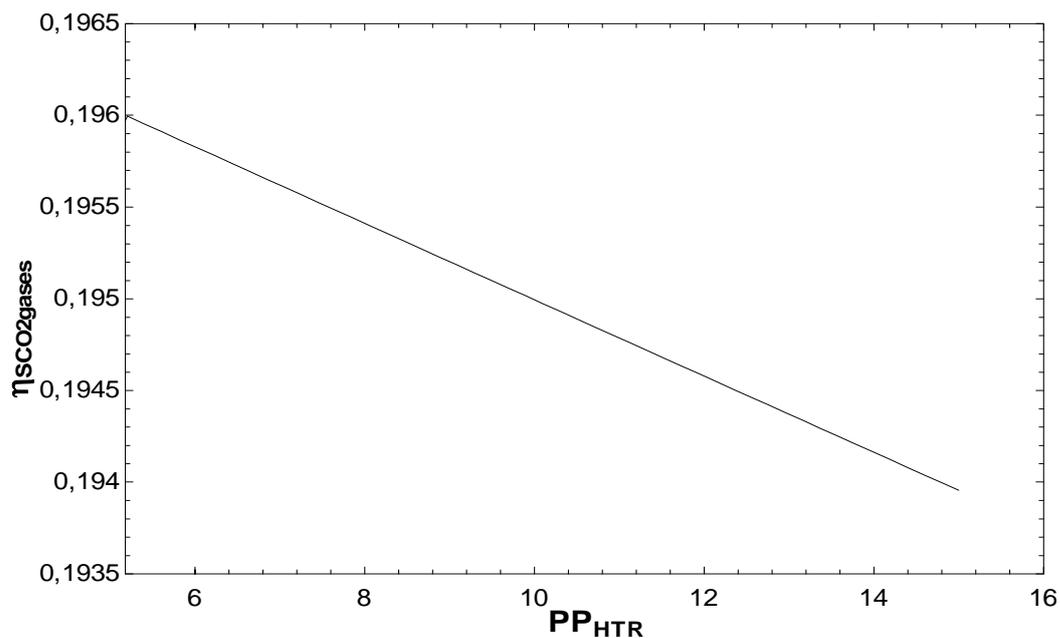
Δx			$\Delta\eta/\eta_N$
Δp [bar]	10 bar	$\frac{(0,168 - 0,1608)}{(190,8 - 180,6)} * \frac{10}{0,1608} * 100$	3,731%
ΔT_{ET} [°C]	50°C	$\frac{(0,1669 - 0,1603)}{(450 - 400)} * \frac{50}{0,1603} * 100$	4,11%
ΔPP [°C]	1°C	$\frac{(0,1599 - 0,1602)}{(11,12 - 10,1)} * \frac{1}{0,1602} * 100$	-0,1835%

Tabla 18. Análisis sensibilidad relativa ciclo L1. Fuente propia

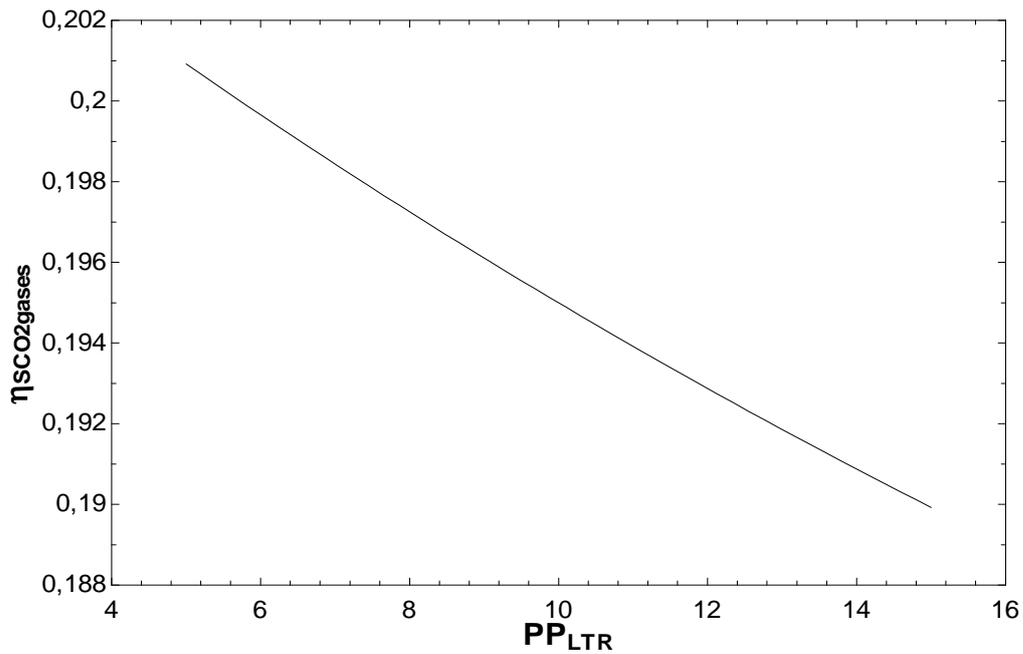
4.2.2 Cascada 2

Se va a realizar el mismo análisis para el ciclo Cascada 2. Los parámetros iniciales son los ya mencionados al comienzo del apartado. Con dichas condiciones iniciales se obtiene un rendimiento de 19,5 %.

Para este ciclo, lo primero que se va a comprobar cómo afecta la variación del PP en cada uno de los intercambiadores.



Gráfica 5. Rendimiento ciclo L2 en función del PP_HTR. Fuente propia



Gráfica 6. Rendimiento ciclo L2 en función del PP_LTR. Fuente propia

Para comparar las gráficas se calculan las pendientes de las rectas.

$$m_{LTR} = \frac{(0,201 - 0,19)}{(5 - 15)} = -0,11 \text{ \%/}^{\circ}\text{C}$$

$$m_{HTR} = \frac{(0,196 - 0,194)}{(5 - 15)} = -0,02 \text{ \%/}^{\circ}\text{C}$$

A la vista de los resultados, se puede concluir que el intercambiador LTR es el que más afecta al rendimiento total del ciclo, puesto que la pendiente es mayor en valor absoluto que para el HTR.

El siguiente parámetro a estudiar es la presión. Para ello se plasmará en una gráfica la variación del rendimiento en función de dicho parámetro para distintas temperaturas de entrada de los gases.

La Gráfica 8 tiene una forma ligeramente similar a las Gráfica 7, para cada temperatura se produce un aumento del rendimiento hasta llegar a una presión límite en la que se produce un descenso brusco del rendimiento.

En este gráfico, para presiones en torno a 150 bar el rendimiento es muy similar independientemente de la temperatura. A partir de ese punto, la pendiente es mayor a mayor temperatura. El rendimiento máximo supera el 30 % a 650 °C y 600 bar de presión.

Si como en el ciclo Cascada 1 analizamos todas las variables juntas, el resultado obtenido es en la Ilustración 32:

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\eta_{\text{SCO2gases}} = 0,195 \pm 0,1031$		
$p_1 = 180 \pm 30$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial p_1 = 0,0001587$	0,21 %
$PP_{\text{HTR}} = 10 \pm 5$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial PP_{\text{HTR}} = -0,0002082$	0,01 %
$PP_{\text{LTR}} = 10 \pm 5$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial PP_{\text{LTR}} = -0,001096$	0,28 %
$T_{\text{ent,gases}} = 400 \pm 200$	$\partial \eta_{\text{SCO2gases}} / \partial T_{\text{ent,gases}} = 0,0005141$	99,49 %

Ilustración 32. Resultados análisis sensibilidad ciclo Cascada 2

En este caso la variable con mayor impacto es el PP del LTR, pero el menor valor que es posible alcanzar sin concurrir en unos costes excesivos de los intercambiadores es de 5 °C. A diferencia del ciclo L1, la temperatura de entrada de gases tiene una mayor pendiente que la presión de trabajo del fluido, por lo que claramente es la variable que hay que tener en cuenta en la elección de la industria en la cual implementaremos los ciclos analizados.

Análisis sensibilidad

Por último se va a realizar un análisis de sensibilidad con las variables anteriormente analizadas. En la siguiente tabla se muestran los resultados de sensibilidad absoluta. Para los cálculos se ha utilizado la Ecuación 37.

Δx			$\Delta \eta$
Δp [bar]	10 bar	$\frac{(0,2006 - 0,1995)}{(190,8 - 180,6)} * 10 * 100$	0,1078%
ΔT_{ET} [°C]	50°C	$\frac{(0,2155 - 0,195)}{(450 - 400)} * 50 * 100$	2,05%
ΔPP_{HTR} [°C]	1°C	$\frac{(0,1948 - 0,195)}{(11,12 - 10,1)} * 1 * 100$	-0,0196%
ΔPP_{LTR} [°C]	1°C	$\frac{(0,1938 - 0,1949)}{(11,12 - 10,1)} * 1 * 100$	-0,1078%

Tabla 19.Sensibilidad absoluta ciclo L2. Fuente propia

Los resultados de dicho análisis corroboran el análisis realizado con el EES siendo la temperatura de entrada de gases la variable con la cual se consigue un mayor incremento del rendimiento. Un aumento de 50 °C produce un incremento de un 2,05% en el rendimiento final del ciclo.

También se ha realizado un análisis de la sensibilidad relativa. Para ello se ha utilizado la *Ecuación 38*. Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

Δx			$\Delta \eta / \eta_N$
Δp [bar]	10 bar	$\frac{(0,2006 - 0,1995)}{(190,8 - 180,6)} * \frac{10}{0,1995} * 100$	0,54%
ΔT_{ET} [°C]	50°C	$\frac{(0,2155 - 0,195)}{(450 - 400)} * \frac{50}{0,195} * 100$	10,51%
ΔPP_{HTR} [°C]	1°C	$\frac{(0,1948 - 0,195)}{(11,12 - 10,1)} * \frac{1}{0,195} * 100$	-0,101%
ΔPP_{LTR} [°C]	1°C	$\frac{(0,1938 - 0,1949)}{(11,12 - 10,1)} * \frac{1}{0,1949} * 100$	-0,553%

Tabla 20. Sensibilidad relativa ciclo L2. Fuente propia

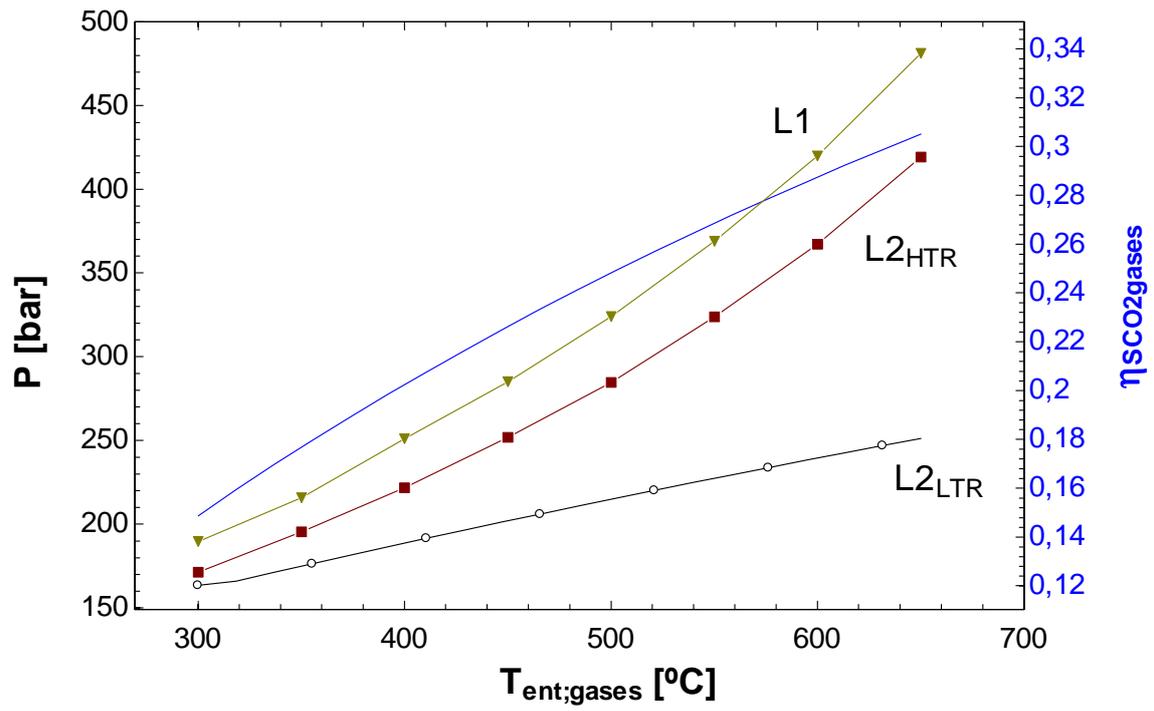
Al igual que en los casos anteriores, la temperatura es la variable con mayor influencia en el rendimiento. Por el contrario, el intercambiador HTR es el que tiene un menor efecto en el rendimiento final del ciclo.

4.2.3 Resumen

Como resumen final del análisis de los distintos ciclos se muestra la *Gráfica 9*. Comparación ciclos L1 y L2. Fuente propia. En ella se muestran las presiones a las que debería trabajar cada ciclo para igualar el rendimiento del ciclo L2 LTR (el de mayor rendimiento con las condiciones iniciales) para distintas temperaturas de entrada de los gases.

Esta gráfica servirá para fijar las condiciones de trabajo de todos los ciclos una vez que se haya escogido la industria base y se fijen las condiciones de salida de los gases a utilizar.

Hay que tener en cuenta que cuanto mayor es la temperatura de entrada de los gases, mayor es la presión a alcanzar en los ciclos L1 y L2 optimizado a HTR, llegando a presiones que superan los 400 bar para temperaturas de gases de entrada de 650 °C. Esto muestra que a muy altas temperaturas estos ciclos pierden interés debido a que los costes necesarios en la instalación para soportar dichas presiones.



Gráfica 9. Comparación ciclos L1 y L2. Fuente propia

4.3 Diseño

Para poder realizar el diseño de los ciclos, se van a definir las condiciones iniciales. Los gases expulsados por la cementera tienen un calor máximo aprovechable de 40.000 kW y salen a una temperatura de 450 °C.

La presión de trabajo del ciclo L2 LTR es 180 bar. La presión de los ciclos L2 HTR y L1 será aquella que iguale el rendimiento del ciclo L2 LTR. De la Gráfica 9. Comparación ciclos L1 y L2. Fuente propia se obtiene la presión de 250 bar para el ciclo L2 HTR y 285 bar para el ciclo L1. La presión de baja es 85 bar para todos los ciclos. Se incluyen las pérdidas en los intercambiadores.

Con las condiciones mencionadas se obtienen los resultados de la Tabla 21.

Ciclo	Presión(bar)	Rendimiento(%)	Potencia (kW)	Caudal gases(Kg/s)	Cp gases
L1	285	22,46	8983	85,12	1,08
L2 HTR	250	22,37	8947	85,12	1,08
L2 LTR	180	22,16	8862	85,12	1,08

Tabla 21. Resultados ciclos para diseño

4.3.1 Intercambiadores

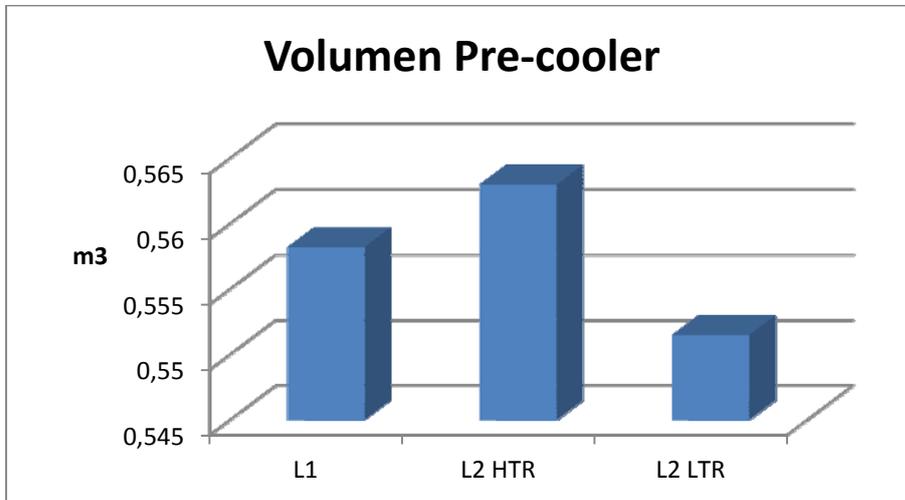
Las medidas obtenidas para cada uno de los intercambiadores se muestran en la Tabla 22.

Ciclo	Presión(bar)	Rendimiento(%)	Intercambiador	L(m)	D(m)	Módulos	Volumen(m ³)	Volumen total(m ³)
L1	285	22,46	Pre-cooler	0,4881	2,4	3,177	0,5582	5,475
			Recuperador	4,225	2,4	3,233	4,917	
L2 HTR	250	22,37	Pre-cooler	0,489	2,4	3,198	0,563	4,675
			HTR	2,844	1,8	2,95	3,02	
			LTR	1,086	1,8	2,793	1,092	
L2 LTR	180	22,16	Pre-cooler	0,471	2,4	3,248	0,5515	7,611
			HTR	0,867	1,2	1,575	0,4919	
			LTR	2,962	4,2	6,193	6,604	
Intercambiador externo				0,538	84	139,4	26,98	26,98

Tabla 22. Medidas intercambiadores. Fuente propia

A tenor de los resultados lo primero que llama la atención es la diferencia de tamaño del intercambiador externo con respecto a los otros. Este intercambiador es un PCHE por el que circulan los gases con el calor a recuperar y el dióxido de carbono que recibe dicho calor. La diferencia de tamaño se debe a que en el gas, la caída de presión permitida es mucho menor que en el dióxido de carbono. La caída de presión máxima permitida son 4 kPa, un valor 10 veces menor que el permitido en el fluido frío. Al ser esta presión la presión límite de diseño, el tamaño del intercambiador aumenta hasta el tamaño incluido en la tabla superior.

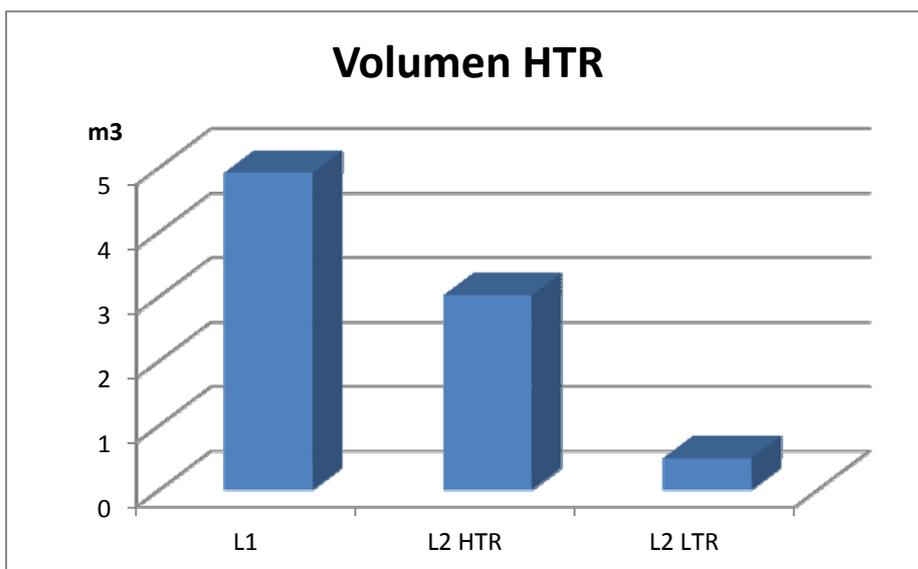
Comparando los resultados del resto de intercambiadores se puede observar como el pre-cooler tiene muy pocas variaciones de tamaño. Esto se debe a que el fluido que limita el diseño es el fluido frío, el agua, por lo que apenas se producen variaciones entre los distintos ciclos.



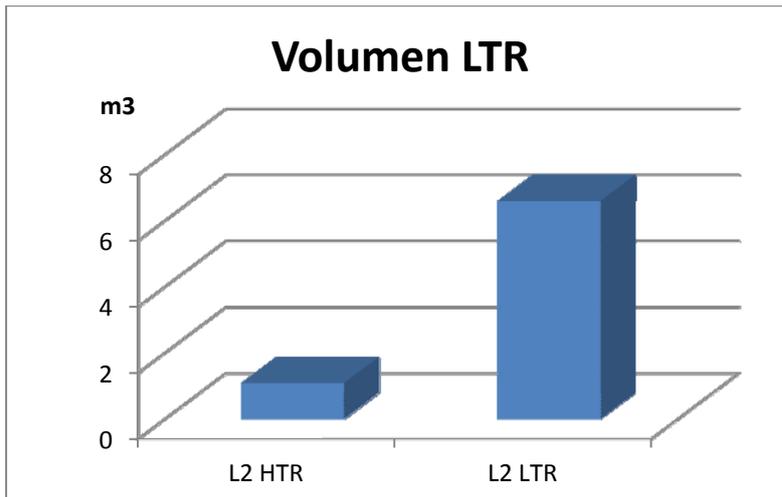
Gráfica 10. Comparación volumen pre-cooler. Fuente propia

En el caso del HTR se pueden observar grandes diferencias entre los ciclos. Primeramente se confirma que el mayor está en el ciclo L1. La razón es que mientras que los otros ciclos tienen dos intercambiadores para llevar a cabo el trabajo, en el L1 toda la recuperación del calor la lleva a cabo este intercambiador.

Comparando los ciclos L2 se observa claramente cómo el intercambiador de mayor tamaño es aquel para el que el ciclo fue optimizado, siendo en torno a 6 veces mayor que el otro recuperador.



Gráfica 11. Comparación volumen HTR. Fuente propia



Gráfica 12. Comparación volumen LTR. Fuente propia

4.3.2 Tuberías

El diseño de las tuberías se ha realizado siguiendo las ecuaciones mostradas en la página 34. Las tablas muestran los resultados tanto de diámetro nominal como el Schedule de las tuberías en cada punto del circuito. Las tuberías del ciclo L2 LTR son de un acero aleado 230 mientras que para los ciclos L2 HTR y L1 al trabajar a mayor presión es necesario utilizar unas tuberías de alta resistencia como son las de la aleación 740 H.

Punto	T [°C]	p [bar]	rho [kg/m3]	m dot [kg/s]	max v [m/s]	D min [mm]	S [Mpa]	DN	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	schedule	d [mm]	v [m/s]
1	440	179,6	131,6	109,5	21,46634	222,1545	195	250	273,1	24,022	25,4	140	222,3	21,43825
2	355,6	85	72,34	66,6	27,76549	205,4709	204	250	273,1	11,086	12,7	60	247,7	19,10530
3	188,4	84,62	105,7	66,6	23,58771	184,4216	204	200	219,1	8,855	10,31	60	198,5	20,36460
4	188,4	84,62	105,7	176,1	23,58771	299,8847	204	350	355,6	14,371	15,09	60	325,4	20,03116
5	64,11	84,22	199,2	176,1	17,96154	250,3331	204	300	323,9	13,029	14,27	60	295,4	12,90259
6	35	84,12	597,9	176,1	11,19664	183,0107	204	200	219,1	8,803	10,31	60	198,5	9,51935
7_alpha	59,11	180	693,8	109,5	10,50285	138,3220	204	150	168,3	14,209	14,27	120	139,8	10,28784
7_1-alpha	59,11	180	693,8	66,6	10,50285	107,8751	204	150	168,3	14,209	14,27	120	139,8	6,25726
8	183,4	179,9	246,7	109,5	16,38345	185,7269	204	250	273,1	23,045	25,4	140	222,3	11,43605
9	262	179,5	189,5	109,5	18,35127	200,2278	204	250	273,1	22,995	25,4	140	222,3	14,88799
10	188,4	84,62	105,7	109,5	23,58771	236,4731	204	250	273,1	11,037	12,7	60	247,7	21,49796

Tabla 23. Tuberías ciclo L2-LTR. Alloy 230. Fuente propia

Punto	T [°C]	p [bar]	rho [kg/m3]	m dot [kg/s]	max v [m/s]	D min [mm]	S [Mpa]	DN	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	schedule	d [mm]	v [m/s]
1	445	249,6	179,1	67,13	18,8021	159,317	276	200	219,1	18,990	20,62	140	177,86	15,086
2	326,3	85	76,39	67,13	27,1227	203,109	281	200	219,1	6,503	7,04	30	205,02	26,619
3	213	84,6	98,4	67,13	24,3248	188,969	294	200	219,1	6,191	6,35	20	206,4	20,390
4	213	84,6	98,4	120,8	24,3248	253,493	294	250	273,1	7,717	7,8	30	257,5	23,574
5	114,4	84,2	139,5	120,8	20,9349	229,491	295	250	273,1	7,656	7,8	30	257,5	16,628
6	35	84,14	598,3	120,8	11,1934	151,547	295	200	219,1	6,138	10,31	60	198,48	6,526
7_1-alpha	71,4	250	729,9	67,13	10,2763	106,749	295	125	141,3	11,507	12,7	120	115,9	8,718
7_alpha	71,4	250	729,9	53,67	10,2763	95,449	295	125	141,3	11,507	12,7	120	115,9	6,970
8	208	250	316,3	53,67	14,7230	121,136	295	150	168,3	13,705	14,27	120	139,76	11,061
9	321,3	249,1	226,6	53,67	16,9932	133,215	282	150	168,3	14,261	14,27	120	139,76	15,439
10	213	84,6	98,4	53,67	24,3248	168,966	294	200	219,1	6,191	3,35	20	212,4	15,394

Tabla 24. Tuberías ciclo L2- HTR . Alloy 740H . Fuente propia

Punto	T [°C]	p [bar]	rho [kg/m ³]	m dot [kg/s]	max v [m/s]	D min [mm]	S [Mpa]	DN	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	schedule	d [mm]	v [m/s]
1	445	284,6	202,6	67,21	17,8313	153,91	276	200	219,1	21,548	23,01	160	173,08	14,100
2	310,7	85,8	79,52	67,21	26,6583	200,92	281	200	219,1	6,563	7,04	30	205,02	25,602
3	78,94	85,4	177,1	67,21	18,8931	159,92	295	200	219,1	6,228	6,35	20	206,4	11,342
4	119,8	85,4	138,2	115,1	21,0194	224,61	295	250	273,1	7,763	7,8	30	257,5	15,993
5	35	85,34	616,9	115,1	11,0470	146,64	295	200	219,1	6,224	6,35	20	206,4	5,576
6_alpha	73,94	285	756,9	47,89	10,1170	89,23	295	100	114,3	10,563	11,13	120	92,04	9,510
6_1-alpha	73,94	285	756,9	67,21	10,1170	105,71	295	125	141,3	13,058	15,88	160	109,54	9,422
7	305,7	284,9	267,4	47,89	15,8255	120,04	283	150	168,3	16,177	18,26	160	131,78	13,131
8	184,7	85,4	107,9	47,89	23,3797	155,47	295	200	219,1	6,228	8,18	40	202,74	13,748

Tabla 25. Tuberías ciclo L1. Alloy 740H. Fuente propia

4.4 Variante con aceite térmico

Teniendo en cuenta el gran tamaño del intercambiador externo comparado con los otros se va a analizar una posible variante de los ciclos utilizando un pequeño ciclo de aceite térmico entre los gases y el sCO₂. El objetivo de esta nueva variante es intentar reducir el tamaño del intercambiador externo a pesar de que en este caso se necesiten 2 intercambiadores en lugar del recuperador externo antes diseñado. El nuevo ciclo a analizar se muestra en la Ilustración 33.

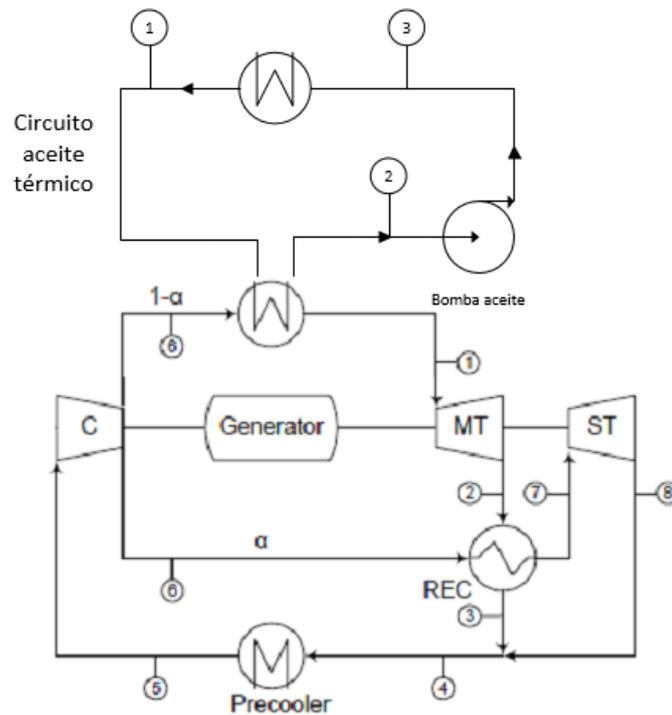


Ilustración 33. Esquema ciclo L2 variante aceite térmico. Fuente propia

Una vez que se tiene el esquema de la nueva instalación hay que elegir el aceite térmico. El aceite elegido es el Therminol VP1, un aceite sintético con una gran estabilidad térmica y baja viscosidad. La razón de la elección de este aceite es que es el que mejor se adapta a las temperaturas de trabajo del ciclo a pesar de tener una máxima temperatura de trabajo de 400 °C. Esto hace que a la hora del análisis hay que tener en cuenta que la máxima temperatura del punto 1 en el circuito de aceite térmico son los 400 °C mencionados anteriormente. El ciclo a analizar con el aceite térmico es el ciclo L2 LTR. Las prestaciones obtenidas mediante el software EES se dan en la Ilustración 34.

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$\alpha = 0,4161$	$C_{p_{agua}} = 4,158$	$C_{p_{gases}} = 1,08$	$C_{v_{gases}} = 0,7933$	$\eta_B = 0,85$
$\eta_{B,a} = 0,85$	$\eta_C = 0,85$	$\eta_{sCO_2} = 0,2422$	$\eta_{sCO_2gases} = 0,2006$	$\eta_T = 0,9$
$f\$_{CARBONDIOXIDE}$	$\gamma_{gases} = 1,362$	$\dot{m}_{aceite} = 47,95$	$\dot{m}_{CO_2} = 115,1$	$\dot{m}_{gases} = 85,12$
$\dot{m}_{refr} = 1194$	$PP_{ea} = 10$	$PP_{HX} = 5$	$PP_{REC} = 5$	$PP_{sa} = 50$
$\dot{Q}_{Aceite} = 33141$	$\dot{Q}_{DIS} = 24829$	$\dot{Q}_{FC} = 33135$	$\dot{Q}_{FCmax} = 40000$	$\dot{Q}_{REC} = 15427$
$T_{ent,gases} = 450$	$T_{refr,ent} = 25$	$T_{refr,sal} = 30$	$T_{sal,gases} = 89,65$	$v_B = 0,001003$
$\dot{W}_{Baceite} = 5,552$	$\dot{W}_{Bagua} = 281,9$	$\dot{W}_{Cco_2} = 3836$	$\dot{W}_{SCO_2} = 8025$	$\dot{W}_{Tco_2,MT} = 8019$
$\dot{W}_{Tco_2,ST} = 4129$				

Ilustración 34. Resultados ciclo L2 LTR variante aceite térmico. Fuente propia

El rendimiento obtenido en esta variante es de un 20,06 % que comparándolo con el ciclo original sin el aceite es un 2% menor. Esto se debe principalmente a que la temperatura del aceite no puede exceder los 400 °C causando que la temperatura a la entrada de la turbina sea de 395 °C en lugar de los 445 °C del ciclo original. Ésa es la mayor razón del descenso ya que el consumo de la bomba de aceite no llega a los 6 kW.

Un análisis similar se ha realizado también para los ciclos L1 y L2 HTR obteniendo en ambos casos un descenso de rendimiento aproximado de un 2% causado por la misma razón que en el ciclo arriba estudiado.

A pesar del descenso de rendimiento, esta variante aún puede ser interesante en función del tamaño de los intercambiadores ya que la principal ventaja de la utilización de un ciclo de sCO₂ es su menor tamaño.

Esta variante necesita 2 nuevos intercambiadores en lugar del intercambiador externo. El primer intercambiador está situado entre el sCO₂ y el aceite VP1. Este recuperador va a ser un intercambiador de circuito impreso igual que los ya diseñados anteriormente. La caída de presión máxima permitida en cada fluido son 0,4 bar. Con esos parámetros los intercambiadores tienen las dimensiones mostradas en la Tabla 26.

Ciclo	Presión(bar)	Intercambiador	L(m)	D(m)	Módulos	Volumen(m ³)
L1	285	VP1-sCO2	7,18	1,8	2,64	6,823
L2 HTR	250	VP1-sCO2	6,596	1,8	2,696	6,402
L2 LTR	180	VP1-sCO2	5,631	1,8	2,879	5,837

Tabla 26. Medidas intercambiador VP1-sCO₂. Fuente propia

Como se puede observar en la tabla los resultados son muy similares, siendo el tamaño mayor a mayor presión de trabajo del dióxido de carbono. Puesto que el objetivo es sustituir al intercambiador externo de 27 m³, este primer intercambiador cumple el requisito de ser menor que el intercambiador original.

El siguiente paso es el diseño del intercambiador entre los gases y el aceite térmico. Este recuperador va a ser diferente a los diseñados hasta ahora. Se va a utilizar un intercambiador de flujo cruzado en el que el aceite térmico fluirá por el interior de los tubos aleteados mientras los gases cruzarán de forma perpendicular por el exterior de los tubos.

Para realizar el dimensionado, las variables con las cuales se va a optimizar el diseño son el espesor y distancia entre aletas, el diámetro y número de los tubos y por último el número de pasos.

Tras diversas pruebas en el programa EES se ha obtenido que para cumplir con las condiciones de pérdidas de presión, es necesario utilizar tubos de 2,23 cm de diámetro con aletas circulares de 2 mm de espesor separadas entre ellas una distancia de 2 cm. En cuanto a los gases, éstos entran en el intercambiador con una velocidad de 5 m/s y a una presión de 1 bar.

Los resultados obtenidos mediante el software EES se muestran en la Ilustración 35.

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

alto _{cal} = 24,58	ancho _{cal} = 26,21	area _{GE} = 35,34	Area _{intercambio,cal} = 35790
Conduct _{aleta} = 200 [W/m-K]	Conduct _{tubo} = 400 [W/m-K]	Cr _{cal} = 0,8935	C _{GE} = 91,96
Daleta _{cal} = 0,02774	δ _{p,GE} = 0,03368	δ _{p,VP1} = 0,0000998	Dext _{cal} = 0,0223 [m]
Dint _{cal} = 0,02026	Dist _{aleta,cal} = 0,02 [m]	Dist _{tubos,cal} = 0,02458	d _{GE} = 0,4817
Dhid = 0,009348	Esp _{aleta,cal} = 0,002 [m]	Fluido\$ = 'Therminol_VP1'	Long _{tubo,cal} = 40
Long _{tubo,cal,calc} = 393,1	m _{aceite} = 48,17	m _{gases} = 85,12	m _{GE} = 85,12
NTU _{cal} = 25,05	n _{tubos,cal} = 1000	pasos _{cal} = 15	PP _{ea} = 10
pp _{min} = 8,78	PP _{sa} = 50	profundidad _{cal} = 0,3687	P _{ent} = 1
Q _{FC} = 34550	Q _{max,cal} = 35506	T _{ent,gases} = 450	T _{sal,gases} = 74,28
U _{ext,cal} = 64,37	Volumen _{cal} = 126,7	v _{GE} = 5 [m/s]	

Ilustración 35. Resultados EES intercambiador Gases-VP1. Fuente propia

Los resultados se han obtenido utilizando 1000 tubos con 15 pasos. Como se puede observar, se cumple que la caída de presión máxima en el lado de los gases no excede los 4 kPa obteniéndose un valor de 3,4 kPa. Las medidas finales del intercambiador son 24,58 m de alto, 26,21 m de ancho y 0,3687 m de profundidad que tienen como resultado un volumen de intercambiador de 126,7 m³.

Como conclusión tras analizar la variante con aceite térmico, se puede desechar esta propuesta por varias razones:

- El tamaño del ciclo es al menos 6 veces mayor que las variantes sin aceite.
- El rendimiento es un 2% menor.
- La complejidad del ciclo es mayor.

4.5 Parte económica

4.5.1 Turbomáquinas

El coste de las turbomáquinas del ciclo de Sandia utilizando el método El-Sayed es el dado en la Tabla 27.

	Turbina	Compresor	Compresor
Caudal [kg/s]	120	75,6	44,4
Rp	2,6	2,6	2,6
ε	11,5	7,33	7,33
Z	20.928.709	7.016.328	4.120.701

Tabla 27. Precio turbomáquinas ciclo Sandia. Fuente Propia

El presupuesto estimado del ciclo de Sandia se muestra en la Ilustración 36.

Component of S-CO ₂ System	Sub-Component	\$ Estimate
	Low Temperature Recuperator	\$3 M
	High Temperature Recuperator	\$5 M
	CO ₂ -Water Pre-Cooler	\$2 M
Heat Exchangers	Total of HX	\$10 M
Turbine-Alternator-Compressor (TAC) Assembly		\$6 M
Facility Support		\$19 M
Total S-CO₂ System		\$35 M

Ilustración 36 Presupuesto estimado ciclo Sandia. Fuente [5]

De la Ilustración 36 se obtiene que el coste estimado de las turbomáquinas es de 6 millones de dólares. Sabiendo esto, se obtiene un coeficiente para validar el precio obtenido por el método El-Sayed mediante la Ecuación 39.

$$\alpha = \frac{Inv}{Zt}$$

Ecuación 39. Coeficiente validación método El-Sayed. Fuente propia

Siendo $Zt = 20.928.709 + 7.016.328 + 4.120.701 = 32.065.738$ \$

$$\alpha = \frac{6.000.000}{32.065.738} = 0,1871$$

Una vez obtenido α , para obtener el precio de las turbomáquinas de los ciclos analizados en este proyecto, hay que multiplicar el precio obtenido con las ecuaciones de El-Sayed por este coeficiente.

Ciclo L2 LTR

Para el cálculo del precio del ciclo L2 LTR hay que tener en cuenta que hay dos turbinas y un compresor. Al tener las dos turbinas la misma relación de presiones, misma eficiencia y sólo variar el caudal másico, se pueden calcular como si fuera una única turbina de caudal la suma de ambos.

	Turbina	Compresor
Caudal [kg/s]	174,2	174,2
R_p	2,12	2,12
ε	11,5	7,33
Z	33.645.585	14.748.533

Tabla 28. Coste turbomáquinas ciclo L2 LTR. Fuente propia

De esta forma la inversión necesaria en las turbomáquinas en el ciclo L2 LTR es:

$$\text{Inv L2 LTR} = \alpha * Z_t$$

$$\text{Inv L2 LTR} = 0,1871 * (33.645.585 + 14.748.533) = 9.055.298 \$$$

Ciclo L2 HTR

Al igual que en el caso anterior, el coste de las turbinas se aproxima como si fuese una única turbina, obteniéndose los resultados de la Tabla 29.

	Turbina	Compresor
Caudal [kg/s]	113,5	113,5
R_p	2,94	2,94
ε	11,5	7,33
Z	18.615.301	11.132.745

Tabla 29. Coste turbomáquinas ciclo L2 HTR. Fuente propia

La inversión necesaria en turbomáquinas para el ciclo L2 HTR es la siguiente:

$$\text{Inv L2 HTR} = 0,1871 * (18.615.301 + 11.132.745) = 5.566.323 \$$$

Ciclo L1

El coste de las turbomáquinas del ciclo L1 es el mostrado en la Tabla 30.

	Turbina	Compresor
Caudal [kg/s]	106,2	106,2
Rp	3,35	3,35
ϵ	11,5	7,33
Z	16.317.363	11.047.011

Tabla 30. Coste turbomáquinas ciclo L1. Fuente propia

La inversión necesaria en turbomáquinas para el ciclo L1 es la siguiente:

$$\text{Inv L1} = 0,1871 * (16.317.363 + 11.047.011) = 5.120.301 \$$$

4.4.2 Intercambiadores

Puesto que los intercambiadores ya han sido diseñados en el apartado de diseño, utilizando las medidas de cada intercambiador se puede calcular el precio de material. Para añadir el coste de fabricación se va a proceder de la misma forma que en las turbomáquinas. Se van a calcular los intercambiadores del ciclo de Sandia y sabiendo el precio (Ilustración 36 Presupuesto estimado ciclo Sandia. Fuente) se va a calcular un factor β para ajustar el precio.

Ciclo Sandia

Los intercambiadores del ciclo de Sandia tienen las dimensiones dadas en la Tabla 31.

Ciclo	Intercambiador	L(m)	D(m)	Módulos	Volumen(m ³)	Volumen total(m ³)
Sandia	Pre-cooler	0,4614	1,2	1,231	0,2045	3,966
	HTR	2,607	4,2	6,04	0,149	
	LTR	2,303	3	4,358	3,613	

Tabla 31. Dimensiones de intercambiadores del ciclo National Sandia Laboratories

Con dichas medidas se puede calcular el coste de cada intercambiador.

Intercambiador	L(m)	Módulos	Volumen acero (m ³)	Densidad acero (kg/m ³)	Precio acero (K\$2003/kg)	Precio(k\$2003)
Pre-cooler	0,4614	2	0,193	7800	0,03	45,162
HTR	2,607	7	3,818	7800	0,03	893,340
LTR	2,303	5	2,409	7800	0,03	563,706
						631,73

Tabla 32. Coste intercambiadores del ciclo National sandia Laboratories

Como el precio obtenido está en k\$ del 2003, para actualizar el precio se va a utilizar el índice CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index). Sabiendo el valor de éste índice en los años 2003 y 2015, mediante una simple regla de 3 se puede actualizar el precio. A continuación se muestran los valores de este índice:

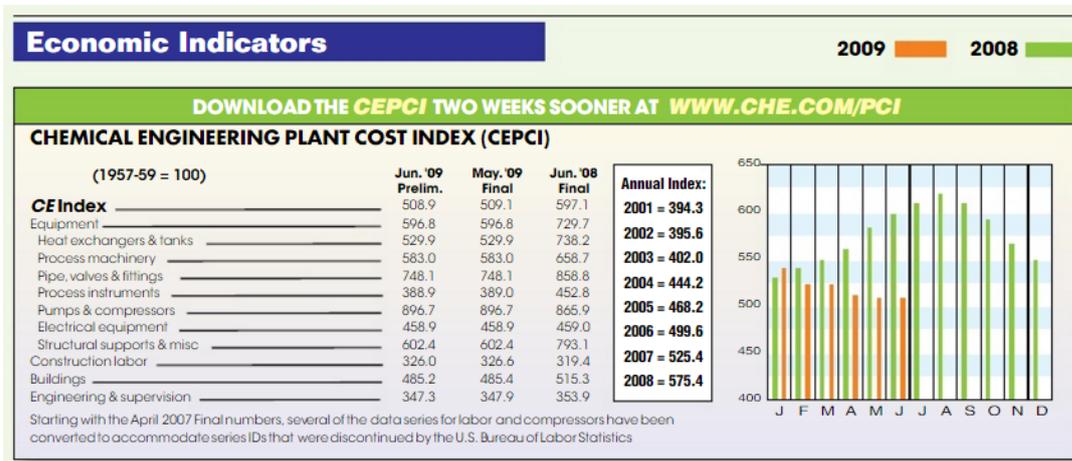


Ilustración 37. Valores CEPCI (2001-2008). Fuente Chemical Engineering

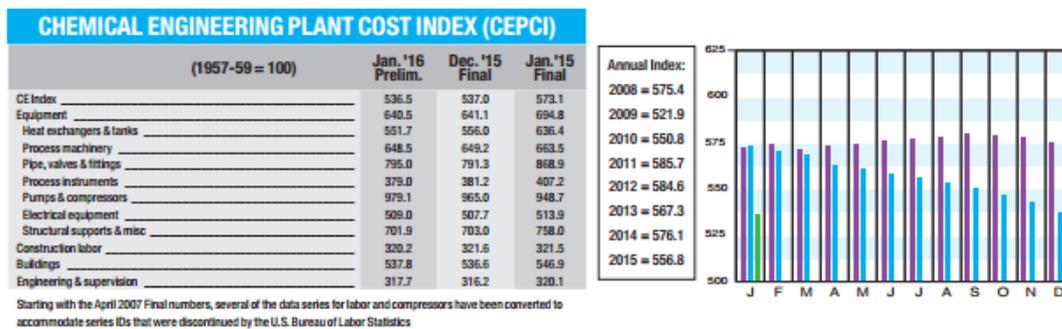


Ilustración 38. Valores CEPCI (2008-2015)

Con los índices se calcula el precio en k\$, y con ello se calcula el coeficiente β para cada intercambiador.

$$INV_{PRECOOLER_{2015}} = INV_{PRECOOLER_{2003}} \times \frac{CEPCI_{2015}}{CEPCI_{2003}} = 45,162 \times \frac{556,8}{402} = 62,553 \text{ k}\$_{2015}$$

$$\beta_{prec} = \frac{2000 \text{ k}\$}{62,553} = 31,97$$

$$INV_{HTR_{2015}} = INV_{HTR_{2003}} \times \frac{CEPCI_{2015}}{CEPCI_{2003}} = 893,340 \times \frac{556,8}{402} = 1237,342 \text{ k}\$_{2015}$$

$$\beta_{HTR} = \frac{5000 \text{ k\$}}{1237,342} = 4,04$$

$$INV_{LTR_{2015}} = INV_{LTR_{2003}} \times \frac{CEPCI_{2015}}{CEPCI_{2003}} = 563,706 \times \frac{556,8}{402} = 780,775 \text{ k\$}_{2015}$$

$$\beta_{LTR} = \frac{3000 \text{ k\$}}{780,775} = 3,842$$

No se aplica el factor beta al intercambiador externo dado que por economía de escala su coste sería casi el del material.

El beta del precooler es mayor al ser el intercambiador más pequeño, con redondeos en los módulos y economía de escala bastante desfavorable.

Los betas del HRT y el LRT son similares al ser su tamaño también similar.

Una vez que están calculados los coeficientes β de cada intercambiador se puede calcular el precio en los ciclos diseñados.

Ciclo L2 LTR

En este diseño se cuenta con 4 intercambiadores de éste tipo. Sus medidas se encuentran detalladas en la Tabla 33.

Ciclo	Presión(bar)	Rendimiento(%)	Intercambiador	L(m)	D(m)	Módulos	Volumen(m ³)	Volumen total(m ³)
L2 LTR	180	22,16	Externo	0,538	84	139,4	26,98	34,627
			Pre-cooler	0,471	2,4	3,248	0,5515	
			HTR	0,867	1,2	1,575	0,4919	
			LTR	2,962	4,2	6,193	6,604	

Tabla 33. Medidas intercambiadores ciclo L2 LTR. Fuente propia

Con las medidas detalladas anteriormente se puede calcular el coste de cada intercambiador.

Intercambiador	L(m)	Módulos	Volumen acero (m ³)	Densidad acero (kg/m ³)	Precio acero (k\$2003/kg)	Precio(k\$2003)
Externo	0,538	140	15,757	7800	0,03	3687,125
Pre-cooler	0,471	4	0,394	7800	0,03	92,196
HTR	0,867	2	0,363	7800	0,03	84,942
LTR	2,962	7	4,337	7800	0,03	1014,858
						4879,120

Tabla 34. Coste intercambiadores ciclo L2 LTR. Fuente Propia

Pasando el dinero a dólares de 2015 y aplicando el coeficiente β se obtiene la Tabla 35

Intercambiador	Precio(k\$2003)	INV ₂₀₁₅ (k\$2015)	β	Precio Final(k\$2015)
Externo	3687,125	5106,943	-	5106,943
Pre-cooler	92,196	127,698	31,97	4082,516
HTR	84,942	117,651	4,04	475,310
LTR	1014,858	1405,654	3,842	5400,522
				15065,291

Tabla 35. Coste final intercambiadores ciclo L2 LTR

El coste total de los intercambiadores del ciclo L2 LTR es: 15.065,291 k\$2015

Ciclo L2 HTR

Al igual que en el ciclo anterior, éste se ha diseñado con 4 intercambiadores de circuito impreso. En el diseño realizado anteriormente se han obtenido los resultados mostrados en la Tabla 36.

Ciclo	Presión(bar)	Rendimiento(%)	Intercambiador	L(m)	D(m)	Módulos	Volumen(m ³)	Volumen total(m ³)
L2 HTR	250	22,37	Externo	0,538	84	139,4	26,98	31,655
			Pre-cooler	0,489	2,4	3,198	0,563	
			HTR	2,844	1,8	2,95	3,02	
			LTR	1,086	1,8	2,793	1,092	

Tabla 36. Medidas intercambiadores ciclo L2 HTR. Fuente propia

Con estos valores se puede calcular el coste de cada intercambiador.

Intercambiador	L(m)	Módulos	Volumen acero (m ³)	Densidad acero (kg/m ³)	Precio acero (k\$2003/kg)	Precio(k\$2003)
Externo	0,538	140	9,454	7800	0,03	3687,125
Pre-cooler	0,489	4	0,409	7800	0,03	95,752
HTR	2,844	3	1,785	7800	0,03	417,690
LTR	1,086	3	0,682	7800	0,03	159,588
						4360,155

Tabla 37. Coste intercambiadores ciclo L2 HTR. Fuente Propia

Pasando el dinero a dólares de 2015 y aplicando el coeficiente β se obtiene la Tabla 38.

Intercambiador	Precio(k\$2003)	INV ₂₀₁₅ (k\$2015)	β	Precio Final(k\$2015)
Externo	3687,125	5106,943	-	5106,943
Pre-cooler	95,752	132,623	31,97	4239,978
HTR	417,690	578,531	4,04	2337,268
LTR	159,588	221,041	3,842	849,240
				12533,429

Tabla 38. Coste final intercambiadores ciclo L2 HTR

El coste total de los intercambiadores del ciclo L2 HTR es: 12.533,429 K\$2015

Ciclo L1

A diferencia de los casos anteriores, este ciclo sólo tiene 3 intercambiadores, aunque de mayor tamaño que en los ciclos anteriores. El diseño de dichos intercambiadores tuvo como resultado las dimensiones mostradas en la Tabla 39.

Ciclo	Presión(bar)	Rendimiento(%)	Intercambiador	L(m)	D(m)	Módulos	Volumen(m ³)	Volumen total(m ³)
L1	285	22,46	Externo	0,538	84	139,4	26,98	32.455
			Pre-cooler	0,4881	2,4	3,177	0,5582	
			Recuperador	4,225	2,4	3,233	4,917	

Tabla 39. Medidas intercambiadores ciclo L1. Fuente propia

Con las medidas anteriores, el precio de los intercambiadores es el dado en la Tabla 40.

Intercambiador	L(m)	Módulos	Volumen acero (m ³)	Densidad acero (kg/m ³)	Precio acero (k\$2003/Kg)	Precio(k\$2003)
Externo	0,538	140	9,454	7800	0,03	3687,125
Pre-cooler	0,4881	4	0,409	7800	0,03	95,752
Recuperador	4,225	4	3,535	7800	0,03	827,302
						4610,179

Tabla 40. Coste intercambiadores ciclo L1. Fuente Propia

Pasando el dinero a dólares de 2015 y aplicando el coeficiente β se obtiene la Tabla 41

Intercambiador	Precio(k\$2003)	INV ₂₀₁₅ (k\$2015)	β	Precio Final(k\$2015)
Externo	3687,125	5106,943	-	5106,943
Pre-cooler	95,752	132,623	31,97	4239,978
Recuperador	827,302	1145,875	4,04	4629,335
				13976,256

Tabla 41. Coste final intercambiadores ciclo L1

El coste total de los intercambiadores del ciclo L1 en k\$ de 2015 es: 13.976,256 k\$2015

4.4.3 Tuberías

A continuación se muestran los costes de las tuberías para cada ciclo. Las longitudes de las tuberías se han obtenido del diseño en 3D de los ciclos que se puede ver en el apartado 4.5.

Punto	DN	schedule	A acero[mm2]	L[m]	Vol[cm3]	Precio [\$]
1	250	140	19.765,58	102,40	2.023.995,55	462.958,62
2	250	60	10.389,50	3,30	34.285,34	7.842,26
3	200	60	6.762,67	2,30	15.554,14	3.557,78
4	350	60	16.142,43	7,10	114.611,27	26.215,61
5	300	60	13.880,88	9,50	131.868,32	30.162,90
6	200	60	6.762,67	1,50	10.144,01	2.320,29
7_alpha	150	120	6.905,25	11,60	80.100,85	18.321,87
7_1-alpha	150	120	6.905,25	97,80	675.333,07	154.472,31
8	250	140	19.765,58	4,80	94.874,79	21.701,19
9	250	140	19.765,58	4,00	79.062,33	18.084,32
10	250	60	10.389,50	6,80	70.648,59	16.159,80
TOTAL						761.796,95

Tabla 42. Coste tuberías ciclo L2 LTR. Fuente propia

El coste total de las tuberías del ciclo L2 LTR es 761.796,95 \$.

Punto	DN	schedule	A acero[mm2]	L[m]	Vol tub[cm3]	Precio [\$]
1	200	140	12.857,46	102,40	1.316.604,22	471.640,55
2	200	30	4.690,09	3,30	15.477,30	5.544,36
3	200	20	4.244,17	2,30	9.761,60	3.496,85
4	250	30	6.501,02	7,10	46.157,27	16.534,69
5	250	30	6.501,02	9,50	61.759,72	22.123,88
6	200	60	6.762,67	1,50	10.144,01	3.633,84
7_1-alpha	125	120	5.130,91	11,60	59.518,58	21.321,04
7_alpha	125	120	5.130,91	97,80	501.803,19	179.758,45
8	150	120	6.905,25	4,80	33.145,18	11.873,43
9	150	120	6.905,25	4,00	27.620,98	9.894,53
10	200	20	2.270,63	6,80	15.440,25	5.531,08
TOTAL						751.352,68

Tabla 43. Coste tuberías ciclo L2 HTR. Fuente propia

El coste total de las tuberías del ciclo L2 HTR es 751.352,68 \$.

Punto	DN	schedule	A acero (mm2)	L(m)	Vol [cm3]	Precio [\$]
1	200	160	14.174,96	120,40	1.706.665,56	611.370,27
2	200	30	4.690,09	3,30	15.477,30	5.544,36
3	200	20	4.244,17	2,30	9.761,60	3.496,85
4	250	30	6.501,02	7,10	46.157,27	16.534,69
5	200	20	4.244,17	1,50	6.366,26	2.280,55
6_alpha	100	120	3.607,43	12,50	45.092,93	16.153,42
6_1-alpha	125	160	6.257,01	97,80	611.936,03	219.210,78
7	150	160	8.607,12	4,00	34.428,47	12.333,14
8	200	40	5.420,27	6,80	36.857,84	13.203,40
TOTAL						900.127,45

Tabla 44. Coste tuberías ciclo L1. Fuente propia

El coste total de las tuberías del ciclo L1 es 900.127,45 \$.

4.4.4 Mantenimiento y operación

Para el cálculo de los costes de mantenimiento y operación se va a utilizar como referencia el documento [11] del que vamos a tomar los valores de turbinas de gas de cogeneración. Los valores se muestran en la Tabla 45.

O&M Costs ¹⁵	System 1	System 2	System 3	System 4	System 5
Nominal Capacity, MW	1	5	10	25	40
Variable (service contract), \$/kWh	0.0045	0.0045	0.0045	0.0040	0.0035
Variable (consumables), \$/kWh	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Fixed, \$/kW-yr	40	10	7.5	6	5
Fixed, \$/kWh @ 8000 hrs/yr	0.0050	0.0013	0.0009	0.0008	0.0006
Total O&M Costs, (2003 \$/kWh)	0.0096	0.0059	0.0055	0.0049	0.0042

Tabla 45. Costes de mantenimiento y operación. Fuente NREL

Los ciclos analizados en este proyecto tienen una capacidad nominal de 8 MW por lo tanto, para calcular el coste de mantenimiento se puede hacer una regla de 3 con los datos arriba indicados. De esta forma el coste de mantenimiento y operación asciende a 0.0056 (2003 \$/kWh).

Para actualizar el valor a dólares actuales se utiliza el CEPCI de la misma forma que en el caso de los intercambiadores.

$$O\&M_{2015} = O\&M_{2003} \times \frac{CEPCI_{2015}}{CEPCI_{2003}} = 0,0056 \times \frac{556,8}{402} = 0,0077 \text{ \$}_{2015} / \text{kWh}$$

4.4.5 Coste normalizado de generación

En este apartado se calcula el coste de generación de cada ciclo para poder realizar una valoración económica. Las hipótesis para el cálculo del coste normalizado se obtienen del artículo [2]. Las hipótesis utilizadas son:

- 20 años de vida útil
- 8000 h/año de funcionamiento
- wacc del 5%, adecuado para proyectos de renovables

Los parámetros utilizados se muestran en la Tabla 46. La tabla se ha obtenido mediante las ecuaciones descritas en el apartado 3.3.5

	Parámetros
WACC	0,05
N	20
r_{OM}	0,025
k_{OM}	0,9762
f_a	0,0802
f_{Σ}^{OM}	15,68

Tabla 46. Parámetros coste normalizado de inversión

Para incluir los costes indirectos se aplica un factor de 2,19 a los costes determinados (turbomáquinas, intercambiadores y tuberías).

Finalmente los costes de generación se muestran en la Tabla 47.

	L1	L2 HTR	L2 LTR
W_dot [kW]	8.983	8.947	8.862
H [horas/año]	8.000	8.000	8.000
E [GWh]	71,86	71,58	70,90
Turbomáquinas	11.213.459	12.190.247	19.831.103
Intercambiadores	30.608.001	27.448.210	32.992.987
Tuberías	1.971.279	1.645.462	1.668.335
Inversión [\$]	43.792.739	41.283.919	54.492.425
Inversión [\$/kW]	4.875	4.614	6.149
OM [\$/MWh]	7,70	7,70	7,70
LCOE [\$/MWh] (wacc = 5%)	58,59	55,97	71,36

Tabla 47. Coste de generación

Como se puede ver en la tabla superior, el ciclo más barato es el L2 HTR con un coste ligeramente inferior al L1. Sin embargo el ciclo L2 LTR a pesar de trabajar a menor presión que los otros, tiene unos costes mayores debidos sobre todo al coste de las turbomáquinas.

4.6 Layout

Tras analizar los costes de cada ciclo se realiza el diseño final. Para ello se utiliza el software Solid Edge. El tamaño del intercambiador externo permite su transporte en 3 contenedores estándar de 40 pies mientras que el resto del ciclo tiene un tamaño menor que permite su transporte en un contenedor estándar de 40 pies.

4.6.1 CASCADA 2 LTR

El diseño del ciclo se muestra en la Ilustraciones 39.

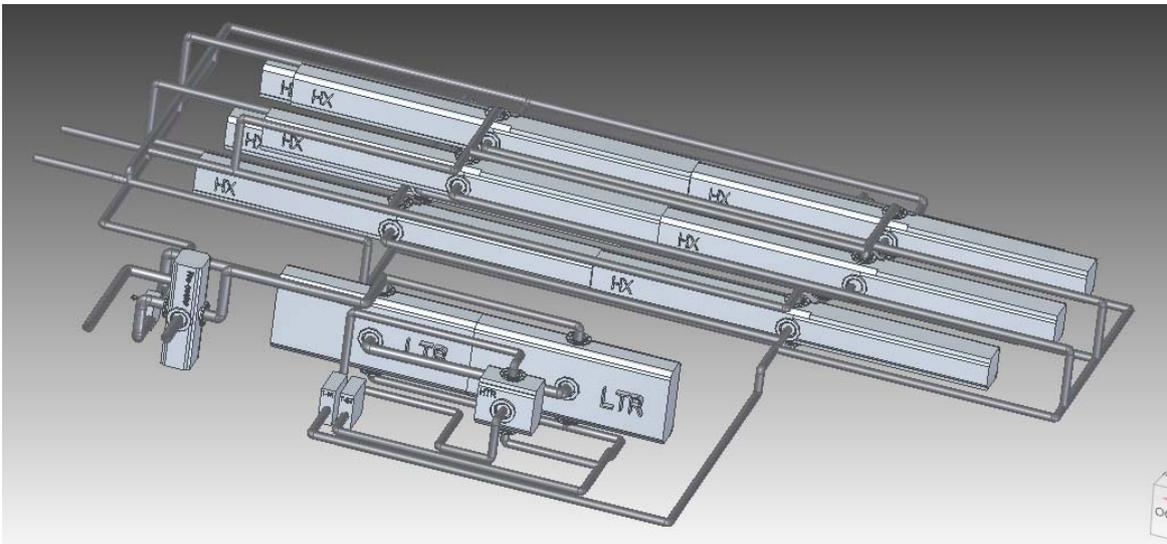


Ilustración 39. Diseño 3D del ciclo L2 LTR mediante el software Solid Edge

Cabe destacar el tamaño de intercambiador externo, siendo más grande que el resto del ciclo.

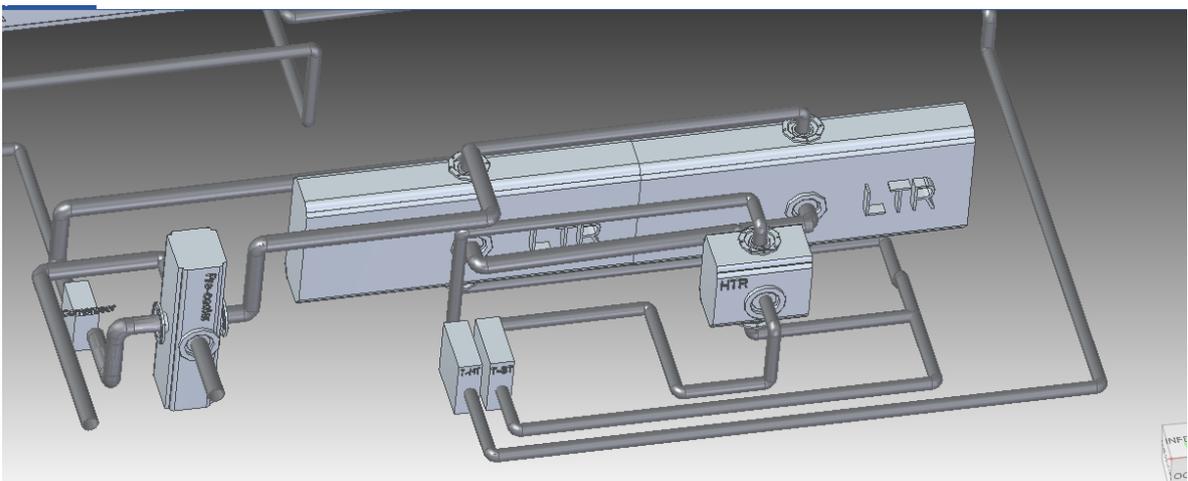


Ilustración 40. Zoom ciclo L2 LTR

La planta del ciclo se muestra en la Ilustración 41.

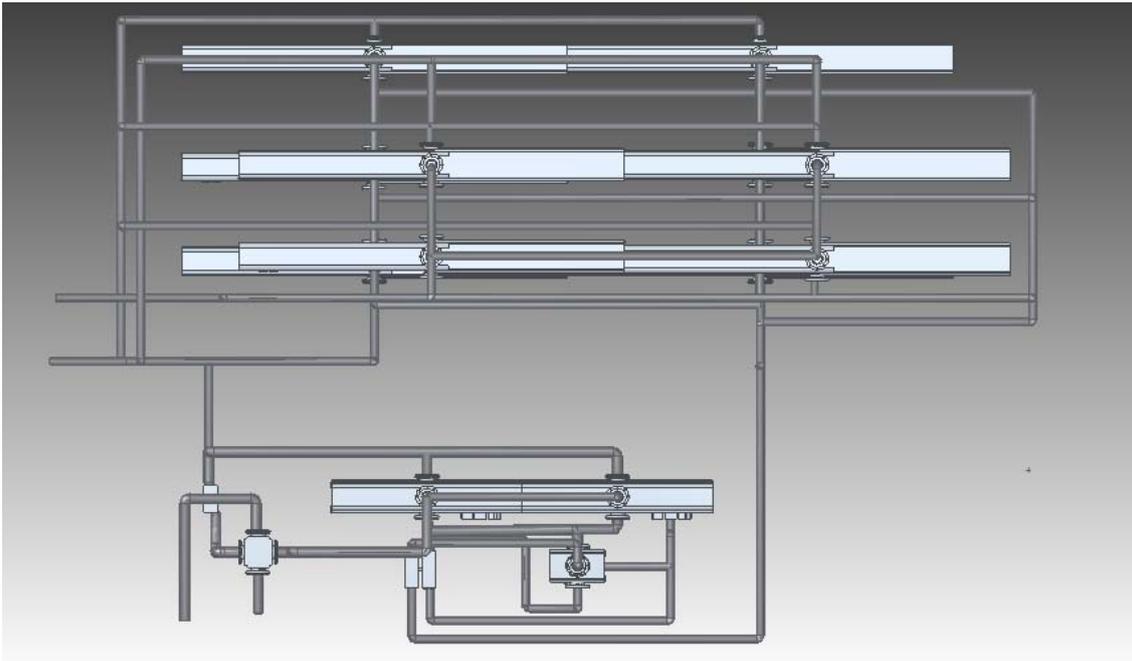


Ilustración 41. Planta ciclo L2 LTR

4.6.2 Cascada 2 HTR

La diferencia con el ciclo anterior radica en el tamaño de los intercambiadores, siendo más grandes los HTR y de menor tamaño el LTR.

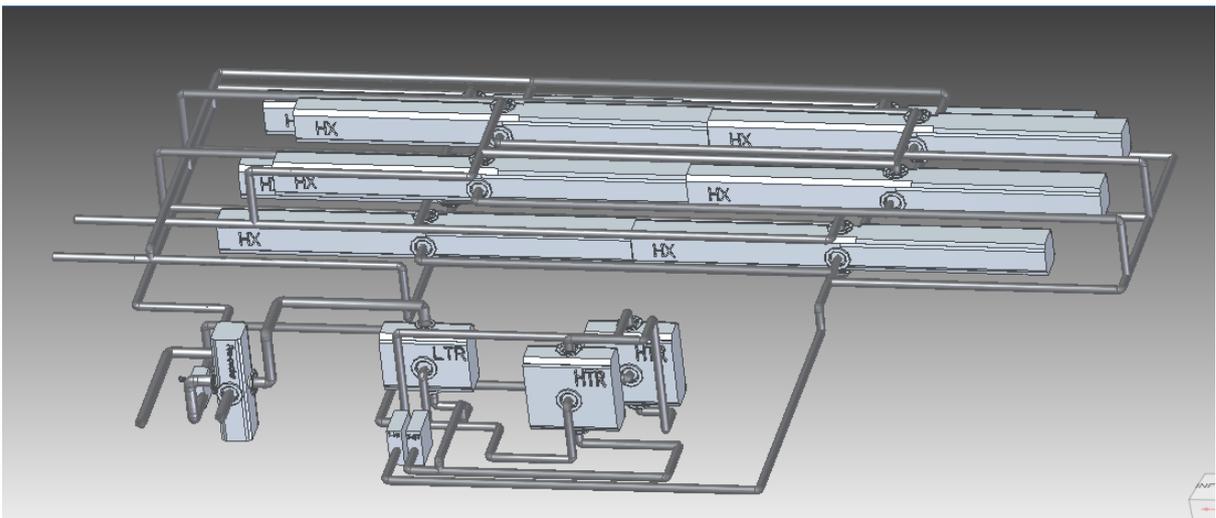


Ilustración 42. Diseño 3D ciclo L2 HTR mediante el software Solid Edge

En todos los ciclos además del gran tamaño del intercambiador externo, destaca el pequeño tamaño de las turbinas y el compresor como resultado de la utilización del dióxido de carbono supercrítico.

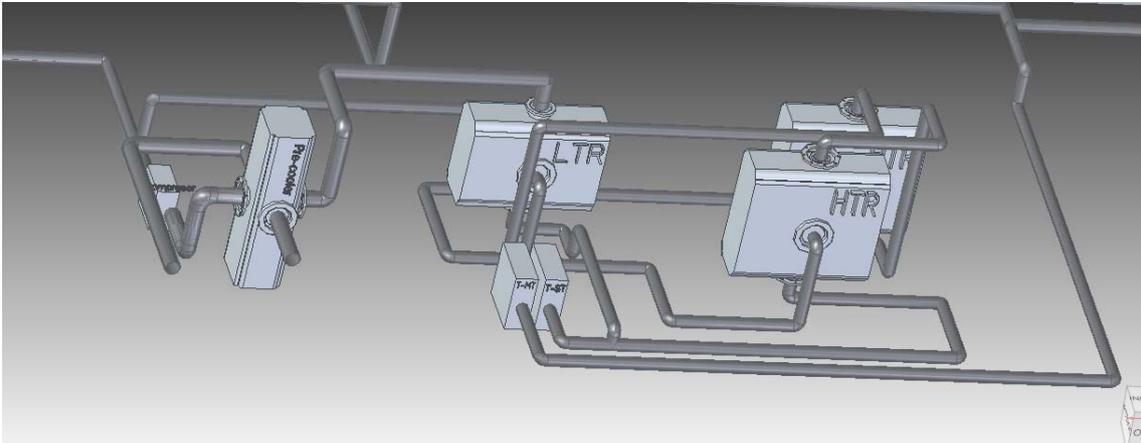


Ilustración 43. Zoom Ciclo L2 HTR

La planta del ciclo se muestra en la Ilustración 44.

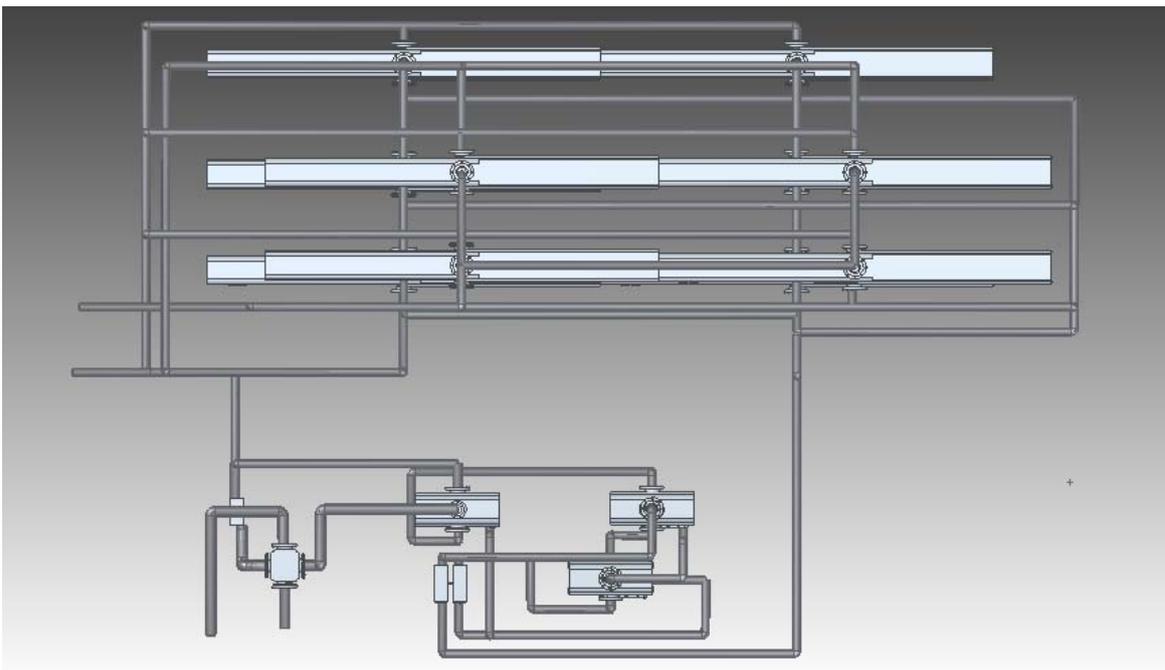


Ilustración 44. Planta ciclo L2 HTR

4.6.3 Cascada 1

Por último se muestra el diseño del ciclo L1. Este ciclo se caracteriza por contar solamente con un recuperador. Debido a que la altura máxima de los intercambiadores PCHE utilizados es 1,5m es necesario dividir el intercambiador en 3 de menor tamaño.

El resultado del diseño es el mostrado en la Ilustración 45.

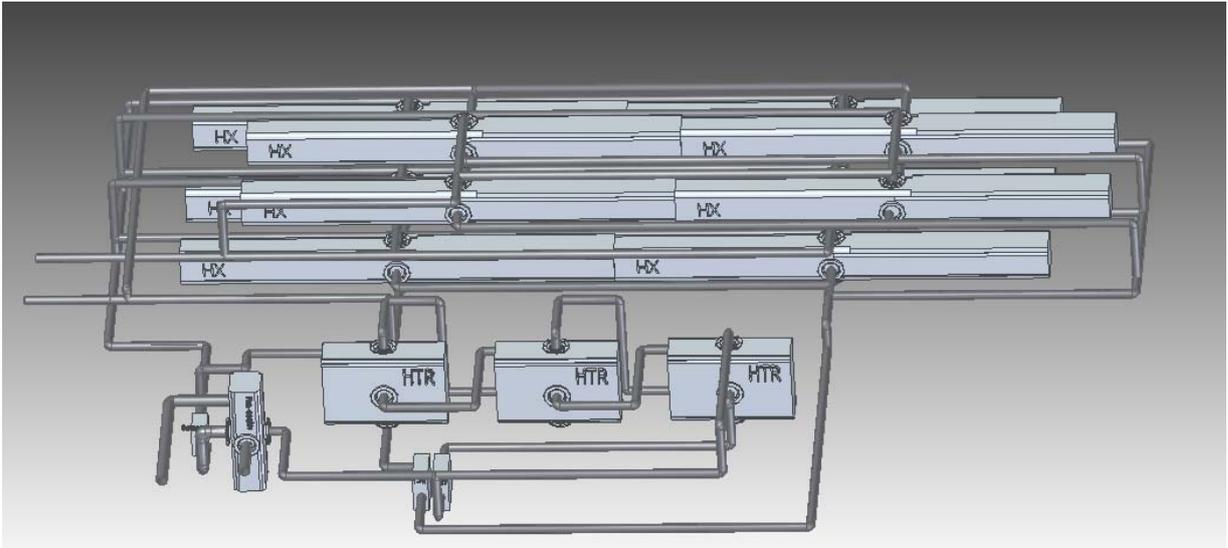


Ilustración 45. Diseño 3D ciclo L1 mediante el software Solid Edge

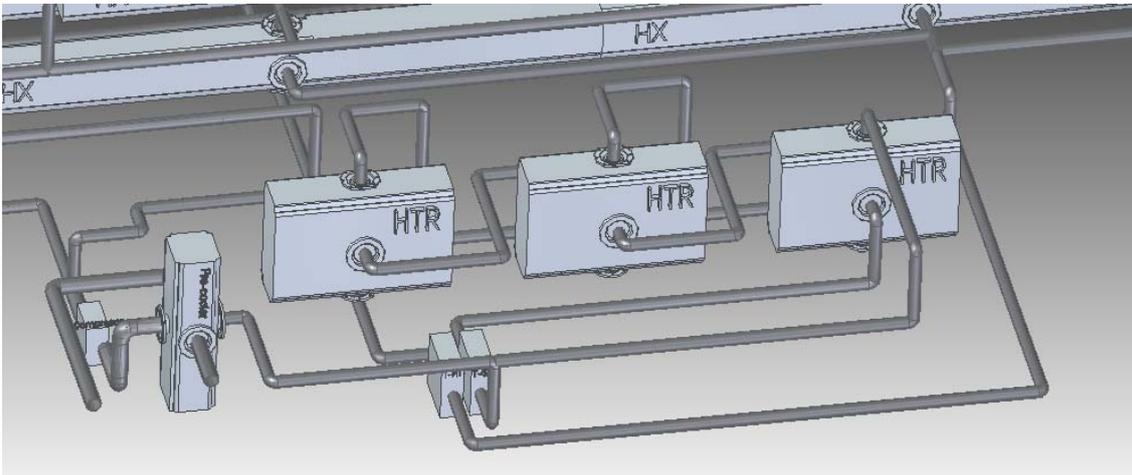


Ilustración 46. Zoom ciclo L1

La planta del ciclo es la mostrada en la Ilustración 47.

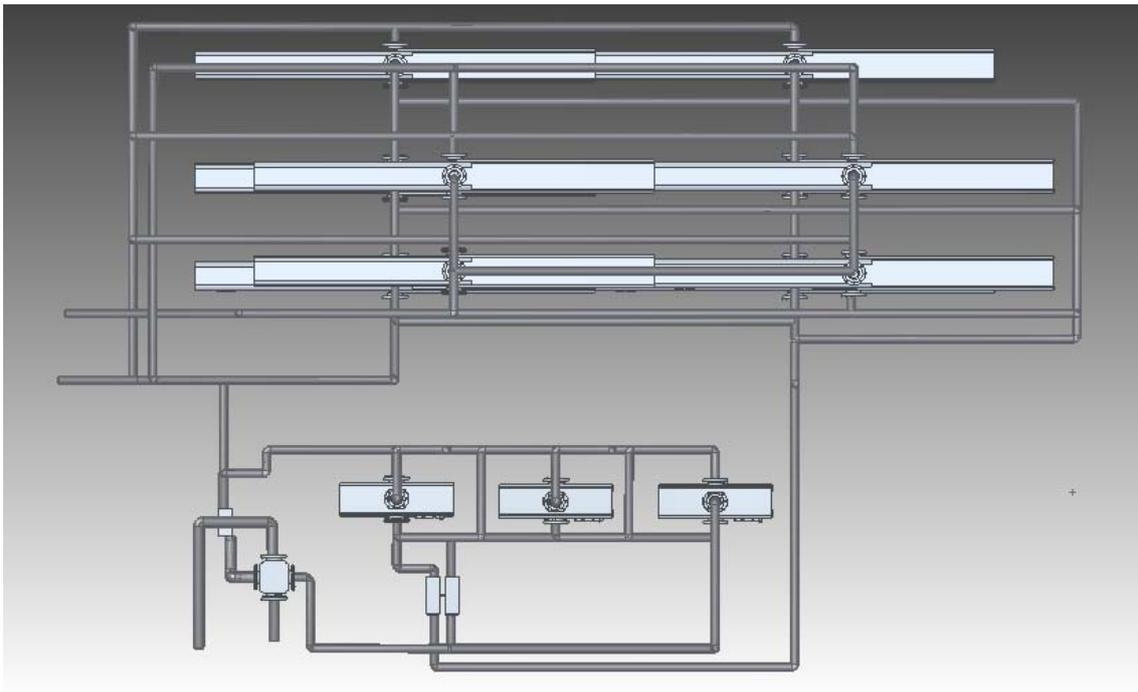


Ilustración 47. Planta ciclo L1

5

CONCLUSIONES

5.1 Aspectos técnicos

El análisis de las distintas configuraciones posibles de ciclos de dióxido de carbono supercrítico mostró que los ciclos más interesantes para implantarse para el aprovechamiento de calores residuales son los ciclos en cascada.

El ciclo con mejor rendimiento con respecto al calor de los gases es el ciclo L2 optimizado para el intercambiador LTR con un 20,16%, seguido por la misma configuración optimizado para el intercambiador HTR con un rendimiento de un 17,08 %. El siguiente ciclo es el L1 con un rendimiento de un 16,61% pudiendo incrementarse hasta un 20,31 % en el caso de que se añada un ciclo de cola para aprovechar el calor cedido en el precoolers. El ciclo de cola que se ha analizado es un ORC subcrítico con el n-butano como fluido de trabajo.

Sin embargo, a la hora de realizar los diseños, la opción con el ORC se ha rechazado debido a que no se aumenta lo suficiente el rendimiento como para que compense la pérdida de la ventaja de los ciclos de sCO₂ que es su menor tamaño.

Ciclo	Rendimiento (%)	Potencia (kW)
SCO ₂ simple	10,59	4077
SCO ₂ regenerativo	13,27	5109
SCO ₂ simple ORC simple SUB	17,83	6866
SCO ₂ cascada1	16,61	6396
SCO ₂ cascada1 ORC simple SUB	20,31	7819
SCO ₂ cascada2 LTR	20,16	7761
SCO ₂ cascada2 HTR	17,08	7026

Tabla 48. Resumen ciclos analizados

Los ciclos elegidos para el diseño han sido L2 LTR, L2 HTR y L1.

El estudio realizado mostró que para cada temperatura de entrada de los gases, el ciclo que tiene un mayor rendimiento es el ciclo L2 LTR. Para conseguir el mismo rendimiento que el ciclo L2 LTR, los ciclos L2 HTR y L1 deben trabajar a mayores presiones. A medida que aumenta la temperatura de entrada de gases se incrementa la presión máxima necesaria de los ciclos L2 HTR y L1, llegando a requerir valores de 400 bar para temperaturas de entrada de gases de 650 °C. Esto implica que a medida que la temperatura de entrada de gases aumenta, será más segura la utilización de la configuración L2 LTR con respecto a las otras.

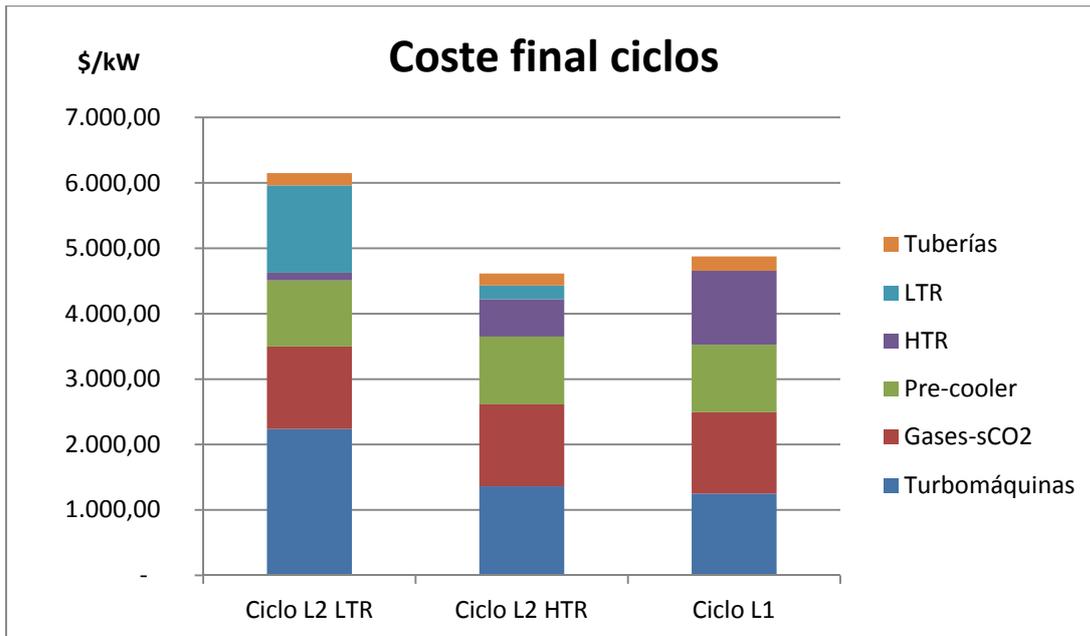
5.2 Aspectos económicos

Tras analizar el coste de todos los ciclos, el más barato es el propuesto por la empresa Echogen [2]: el ciclo L2 HTR con un coste de 4.614 \$/kW. La propuesta de este proyecto es el ciclo L1 con coste ligeramente superior: 4.875 \$/kW. De los ciclos diseñados, el ciclo con mayor coste es el ciclo L2 optimizado para el LTR con un coste total de 6.149 \$/kW.

La mayor diferencia de coste entre los ciclos es el precio de las turbomáquinas. Esto se debe a que el caudal másico en el ciclo L2 LTR es aproximadamente un 30 % mayor que en los ciclos restantes aumentando el precio de las turbinas y el compresor. En relación a los intercambiadores el precio total para cada uno de los ciclos es muy similar entre ellos, siendo el más barato el ciclo L2 HTR debido a que tiene los intercambiadores más pequeños seguido por el L1 y por último el ciclo L2 LTR. A pesar de ser un poco más caro, el ciclo L1 tiene la ventaja de tener los intercambiadores del mismo tamaño facilitando la fabricación.

En relación con las tuberías, el ciclo L1 tiene el mayor coste ya que utiliza el material más caro al igual que el L2 HTR, y además tiene una presión de trabajo superior, por lo que necesita tuberías más grandes que puedan soportar trabajar a altas presiones. El coste de las tuberías del ciclo L2 LTR es mayor que en el L2 HTR a pesar de utilizar un material más barato. Esto se debe a que al tener peores propiedades el acero 230, necesita tuberías de mayor diámetro que en el caso de que utilizase el acero 740H.

En la Gráfica 13 se puede ver cómo se distribuyen dichos costes.



Gráfica 13. Coste total de los ciclos. Fuente propia

En cuanto al coste de generación de electricidad, los resultados muestran que el ciclo más barato es el L2 HTR con un coste de generación de 55,97 \$/MW seguido por el L1 con un coste de 58,59 \$/MW. El ciclo más caro es el L2 LTR con un coste de 71,36 \$/MW a pesar de trabajar a menor presión. Esta diferencia de precio radica fundamentalmente en el coste de las turbomáquinas ya que el flujo másico de dióxido de carbono que fluye en el ciclo L2 LTR es mayor que en el resto de ciclos causando el aumento de precio.

Como conclusión final, debido al coste de la tecnología: entre 56 y 72 \$/MW y a la gran reducción de tamaño con respecto a otros ciclos de potencia como pueden ser los ORC se considera que esta tecnología es viable y adecuada para la recuperación de calores residuales.

REFERENCIAS

Bibliografía

- [1] Echogen Power Systems , «10 MW Supercritical CO2 Turbine Test,» 2014.
- [2] M. Persichilli, A. Kacludis, E. Zdankiewicz y T. Held, «Supercritical CO2 Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO2 can Displace Steam,» 2012.
- [3] International Energy Agency, «World Energy Outlook 2016 Executive Summary,» 2016.
- [4] A. Kacludis, S. Lyons, D. Nadav y E. Zdankiewicz, «Waste Heat to Power (WH2P) Applications Using a Supercritical CO2-Based Power Cycle,» de *Power-Gen International 2012*, Orlando, 2012.
- [5] D. Fleming, T. Holschub, T. Convoy, G. Rochau y R. Fuller, «Scaling Considerations for a Multi-Megawatt Class Supercritical CO2 Brayton Cycle and Path Forward for Commercialization,» 2012.
- [6] «Heatric,» 2017. [En línea]. Available: http://www.heatric.com/diffusion_bonding.html.
- [7] I. Serrano, A. Cantizano, J. Linares y B. Moratilla, «Modeling and sizing of the heat exchangers of a new supercritical CO2 Brayton power cycle for energy conversion for fusion reactors.,» *Fusion Engineering and Design*, 2014.
- [8] A. Cballero Águila, *Hibridación de una pila PAFC operando en poligeneración con ciclo de rankine orgánico*, 2007.
- [9] P. Weitzel, J. Tanzosh, B. Boring, N. Okita, T. Takahashi y N. Ishikawa, «Advanced Ultra-Supercritical Power Plant (700 to 760C) Design for Indian Coal,» 2012.
- [10] T. J. Held, «Initial Tests Results of a Megawatt-Class Supercritical CO2 Heat Engine,» 2014.
- [11] NREL , «Gas Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations,» 2003.
- [12] L. Chengyu y L. Huaixin, «Power cycles for waste heat recovery from medium to high temperature flue gas sources- from a view of thermodynamic optimization,» 2016.

ANEXO 1

Códigos en EES

INDICE

Códigos EES.....	93
Ciclo sCO ₂ simple	93
Ciclo sCO ₂ regenerativo	95
Ciclo sCO ₂ Cascada 1.....	97
Ciclo sCO ₂ Cascada 2 optimizado para LTR.....	99
Ciclo sCO ₂ Cascada 2 optimizado para LTR.....	102
Ciclo sCO ₂ simple con ORC subcrítico simple.	105
Ciclo sCO ₂ Cascada 1 con ORC subcrítico simple.....	107
Diseño intercambiador de circuito impreso.....	110
Diseño intercambiador de flujo cruzado	115

Códigos EES

Ciclo sCO₂ simple

"DATOS"

\$Unitsystem SI bar C kg kJ
 f\$ = 'CARBONDIOXIDE'
 eta_C = 0,88
 eta_T = 0,92

"CALOR RESIDUAL"

m_dot_gases = 100
 Cp_gases = 1
 T_ent_gases = 400

{La temperatura de salida de gases queda libre}

PP_HX = 10
 T_sal_gases = T[4] + PP_HX

"TURBINA"

T[1] = T_ent_gases - PP_HX
 p[1] = 180
 p[2] = 85

h[1] = enthalpy(f\$, P=p[1], T=T[1])
 s[1] = entropy(f\$, P=p[1], T=T[1])
 h_s[2] = enthalpy(f\$, P=p[2], s=s[1])
 eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = entropy(f\$, P=p[2], h=h[2])
 T[2] = temperature(f\$, P=p[2], h=h[2])

"PRECOOLER"

T[3] = 35
 p[3] = p[2]
 Q_dot_DIS = m_dot*(h[2]-h[3])

T_refr_ent = 25
 T_refr_sal = 30
 Cp_agua = 4,18
 Q_dot_DIS = m_dot_refr* Cp_agua*(T_refr_sal-T_refr_ent)

"COMPRESOR"

h[3] = enthalpy(f\$, T=T[3], P=p[3])
 s[3] = entropy(f\$, P=p[3], h=h[3])

h_s[4] = enthalpy(f\$, P=p[4], s=s[3])
 eta_C*(h[4]-h[3]) = (h_s[4]-h[3])
 T[4] = temperature(f\$, P=p[4], h=h[4])

"EXTERNAL HX"

$$p[4]= p[1]$$

$$Q_dot_FC = m_dot_gases * Cp_gases * (T_ent_gases - T_sal_gases)$$

$$q_inter = h[1] - h[4]$$

$$Q_dot_FC = m_dot * q_inter$$

"PRESTACIONES"

$$w_T = h[1] - h[2]$$

$$w_C = h[4] - h[3]$$

$$Q_dot_FCmax = m_dot_gases * Cp_gases * (T_ent_gases - 15)$$

$$eta_CR = Q_dot_FC / Q_dot_FCmax$$

$$eta_SCO2 = (w_T - w_C) / q_inter$$

$$eta_SCO2gases = eta_SCO2 * eta_CR$$

$$W_dot_neta = Q_dot_FC * eta_SCO2$$

Ciclo sCO₂ regenerativo

"DATOS"

f\$ = 'CARBONDIOXIDE'
 eta_C = 0,88
 eta_T = 0,92

"CALOR RESIDUAL"

m_dot_gases = 100
 Cp_gases = 1
 T_ent_gases = 400

PP_HX = 10
 T_sal_gases = T[6] + PP_HX

"TURBINA"

T[1] = T_ent_gases - PP_HX
 p[1] = 180
 p[2] = 85

h[1] = enthalpy(f\$;p=p[1];T=T[1])
 s[1] = entropy(f\$;p=p[1];t=T[1])
 h_s[2] = enthalpy(f\$;p=p[2];s=s[1])
 eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = entropy(f\$;p=p[2];h=h[2])
 T[2] = temperature(f\$;p=p[2];h=h[2])

"RECUPERADOR DE CALOR"

p[3] = p[2]
 p[6] = p[5]
 h[2] + h[5] = h[3] + h[6]
 T[6] = temperature(f\$;p=p[6];h=h[6])
 PP_REC = 10
 PP_REC = min(T[2]-T[6];T[3]-T[5])
 Q_dot_REC = m_dot*(h[2]-h[3])

"PRECOOLER"

T[3] = temperature(f\$;p=p[3];h=h[3])
 T[4] = 35
 p[4] = p[3]
 Q_dot_DIS = m_dot*(h[3]-h[4])

"COMPRESOR"

h[4] = enthalpy(f\$;t=T[4];p=p[4])
 s[4] = entropy(f\$;p=p[4];h=h[4])

h_s[5] = enthalpy(f\$;p=p[5];s=s[4])
 eta_C*(h[5]-h[4]) = (h_s[5]-h[4])
 T[5] = temperature(f\$;p=p[5];h=h[5])

"EXTERNAL HX"

$$p[6]= p[1]$$

$$Q_dot_FC = m_dot_gases * Cp_gases * (T_ent_gases - T_sal_gases)$$

$$q_inter = h[1] - h[6]$$

$$Q_dot_FC = m_dot * q_inter$$

"PRESTACIONES"

$$w_T = h[1] - h[2]$$

$$w_C = h[5] - h[4]$$

$$Q_dot_FCmax = m_dot_gases * Cp_gases * (T_ent_gases - 15)$$

$$\{eta_CR = m_dot * (w_T - w_C) / Q_dot_FCmax\}$$

$$eta_CR = Q_dot_FC / Q_dot_FCmax$$

$$eta_SCO2 = (w_T - w_C) / q_inter$$

$$eta_SCO2gases = eta_SCO2 * eta_CR$$

$$W_dot_neta = Q_dot_FC * eta_SCO2$$

Ciclo sCO₂ Cascada 1

"CICLO SCO2 EN CASCADA 1"

\$Unitsystem SI bar C kg kJ

"DATOS"

f\$ = 'CARBONDIOXIDE'
 eta_C = 0,88
 eta_T = 0,92

"FOCO CALIENTE"

m_dot_gases = 100
 Cp_gases = 1
 T_ent_gases = 400
 {Q_dot_FCmax=40000}
 Q_dot_FCmax=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-15)
 Q_dot_FC=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-T_sal_gases)

$$Q_dot_FC = m_dot_CO2 * (1-alpha) * (h[1]-h[6])$$

PP_HX = 10
 T_sal_gases = T[6] + PP_HX

"TURBINA MT"

T[1] = T_ent_gases-PP_HX
 p[1] = 180
 p[2] = 85

h[1] = enthalpy (f\$, **P**=p[1]; **T**=T[1])
 s[1] = entropy (f\$, **P**=p[1]; **T**=T[1])
 h_s[2] = **enthalpy**(f\$, **P**=p[2]; **s**=s[1])
 eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = **entropy**(f\$, **P**=p[2]; **h**=h[2])
 T[2]= **temperature**(f\$, **P**=p[2]; **h**=h[2])

"RECUPERADOR"

p[3] = p[2]-0,4
 p[6] = p[7]+0,4
 p[6] = p[1]+0,4
 (h[2] -h[3])*(1-alpha) = alpha*(h[7] - h[6])

T[7]= temperature (f\$, **P**=p[7]; **h**=h[7])
 T[3]= **temperature**(f\$, **P**=p[3]; **h**=h[3])

PP_REC = 10
 PP_REC=T[2]-T[7]
 PP_REC=T[3]-T[6]

$$Q_dot_REC = m_dot_CO2 * (h[2]-h[3]) * (1-alpha)$$

"MEZCLA"

$$(1-\alpha)h[3]+\alpha h[8]=h[4]$$

$$p[4]=p[8]$$

$$p[4]=p[3]$$

"PRECOOLER"

$$T[4]= \text{temperature}(f\$; P=p[4]; h=h[4])$$

$$T[5]= 35$$

$$p[4]= p[5]$$

$$Q_dot_DIS = m_dot_CO2*(h[4]-h[5])$$

$$T_refr_ent = 25$$

$$T_refr_sal = 30$$

$$Cp_agua=4,18$$

$$Q_dot_DIS = m_dot_refr* Cp_agua*(T_refr_sal-T_refr_ent)$$

"COMPRESOR"

$$h[5] = \text{enthalpy}(f\$; T=T[5]; P=p[5])$$

$$s[5] = \text{entropy}(f\$; P=p[5]; h=h[5])$$

$$h_s[6]= \text{enthalpy}(f\$; P=p[6]; s=s[5])$$

$$\eta_C*(h[6]-h[5]) = (h_s[6]-h[5])$$

$$T[6]= \text{temperature}(f\$; P=p[6]; h=h[6])$$

"TURBINA ST"

$$s[7] = \text{entropy}(f\$; P=p[7]; T=T[7])$$

$$h_s[8] = \text{enthalpy}(f\$; P=p[8]; s=s[7])$$

$$\eta_T = (h[7]-h[8])/(h[7]-h_s[8])$$

$$s[8] = \text{entropy}(f\$; P=p[8]; h=h[8])$$

$$T[8]= \text{temperature}(f\$; P=p[8]; h=h[8])$$

"PRESTACIONES"

$$W_dot_Tco2_MT = m_dot_CO2*(1-\alpha)*(h[1] - h[2])$$

$$W_dot_Tco2_ST = m_dot_CO2*\alpha*(h[7] - h[8])$$

$$W_dot_Cco2 = m_dot_CO2*(h[6] - h[5])$$

$$W_dot_SCO2 = W_dot_Tco2_MT+W_dot_Tco2_ST-W_dot_Cco2$$

$$\eta_SCO2 = W_dot_SCO2/Q_dot_FC$$

$$\eta_SCO2gases = W_dot_SCO2/Q_dot_FCmax$$

Ciclo sCO₂ Cascada 2 optimizado para LTR

"CICLO SCO2 EN CASCADA 2 LTR"

\$Unitsystem SI bar C kg kJ

"DATOS"

f\$ = 'CARBONDIOXIDE'

eta_C = 0,88

eta_T = 0,92

"FOCO CALIENTE"

m_dot_gases = 100

Cp_gases = cp(Air, T=T_ent_gases)

Cv_gases = cv(Air, T=T_ent_gases)

gamma_gases=Cp_gases/Cv_gases

T_ent_gases = 400

{Q_dot_FCmax=40000}

Q_dot_FCmax=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-15)

Q_dot_FC=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-T_sal_gases)

Q_dot_FC = m_dot_CO2* (1-alpha)*(h[1]-h[7])

PP_HX = 10

T_sal_gases = T[7] + PP_HX

"TURBINA MT"

T[1] = T_ent_gases-PP_HX

{T[1] = T_a[1]-PP_HX}

p[1] = 179,6

p[2] = 85

h[1] = enthalpy (f\$, P=p[1]; T=T[1])

s[1] = entropy (f\$, P=p[1]; T=T[1])

h_s[2] = enthalpy(f\$, P=p[2]; s=s[1])

eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = entropy(f\$, P=p[2]; h=h[2])

T[2]= temperature(f\$, P=p[2]; h=h[2])

"HTR"

p[3] = p[2]-0,38

p[8] = p[9]+0,4

(h[2] -h[3])*(1-alpha) = alpha*(h[9] - h[8])

T[9]= temperature (f\$, P=p[9]; h=h[9])

T[3]= temperature(f\$, P=p[3]; h=h[3])

PP_HTR = 5

PP_HTR = $\min(T[2]-T[9]; T[3]-T[8])$

{

PP_HTR = $T[2]-T[9]$

PP_HTR = $T[3]-T[8]$

}

$Q_{\text{dot_HTR}} = m_{\text{dot_CO2}} \cdot (h[2]-h[3]) \cdot (1-\alpha)$

"MEZCLA"

$(1-\alpha) \cdot h[3] + \alpha \cdot h[10] = h[4]$

$p[4] = p[10]$

$p[4] = p[3]$

"LTR"

$p[5] = p[4] - 0,4$

$p[8] = p[7] - 0,06$

$(h[4] - h[5]) = \alpha \cdot (h[8] - h[7])$

$T[8] = \text{temperature}(f\$; P=p[8]; h=h[8])$

$T[5] = \text{temperature}(f\$; P=p[5]; h=h[5])$

$T[4] = \text{temperature}(f\$; P=p[4]; h=h[4])$

PP_LTR = 5

{

PP_LTR = $\min(T[4]-T[8]; T[5]-T[7])$

}

PP_LTR = $T[4]-T[8]$

PP_LTR = $T[5]-T[7]$

$Q_{\text{dot_LTR}} = m_{\text{dot_CO2}} \cdot (h[4]-h[5])$

"PRECOOLER"

$T[6] = 35$

$p[6] = p[5] - 0,1$

$Q_{\text{dot_DIS}} = m_{\text{dot_CO2}} \cdot (h[5]-h[6])$

$T_{\text{refr_ent}} = 25$

$T_{\text{refr_sal}} = 30$

$Cp_{\text{agua}} = 4,18$

$Q_{\text{dot_DIS}} = m_{\text{dot_refr}} \cdot Cp_{\text{agua}} \cdot (T_{\text{refr_sal}} - T_{\text{refr_ent}})$

$\eta_B = 0,85$

$P_B[1] = 1$

$P_B[2] = 3$

$v_B = \text{volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T_{\text{refr_ent}}; P=P_B[1])$

$W_{\text{dot_Bagua}} = m_{\text{dot_refr}} \cdot v_B \cdot (P_B[2] - P_B[1]) \cdot 100 / \eta_B$

"COMPRESOR"

$p[7] = p[1] + 0,4$

$h[6] = \text{enthalpy}(f\$; T=T[6]; P=p[6])$

$$s[6] = \text{entropy}(f\$; P=p[6]; h=h[6])$$

$$h_s[7] = \text{enthalpy}(f\$; P=p[7]; s=s[6])$$

$$\eta_C \cdot (h[7] - h[6]) = (h_s[7] - h[6])$$

$$T[7] = \text{temperature}(f\$; P=p[7]; h=h[7])$$

"TURBINA ST"

$$s[9] = \text{entropy}(f\$; P=p[9]; T=T[9])$$

$$h_s[10] = \text{enthalpy}(f\$; P=p[10]; s=s[9])$$

$$\eta_T = (h[9] - h[10]) / (h[9] - h_s[10])$$

$$T[10] = \text{temperature}(f\$; P=p[10]; h=h[10])$$

"PRESTACIONES"

$$W_dot_Tco2_MT = m_dot_CO2 \cdot (1 - \alpha) \cdot (h[1] - h[2])$$

$$W_dot_Tco2_ST = m_dot_CO2 \cdot \alpha \cdot (h[9] - h[10])$$

$$W_dot_Cco2 = m_dot_CO2 \cdot (h[7] - h[6])$$

$$\{W_dot_SCO2 = W_dot_Tco2_MT + W_dot_Tco2_ST - W_dot_Cco2 - W_dot_Baceite - W_dot_Bagua\}$$

$$W_dot_SCO2 = W_dot_Tco2_MT + W_dot_Tco2_ST - W_dot_Cco2 - W_dot_Bagua$$

$$\eta_{SCO2} = W_dot_SCO2 / Q_dot_FC$$

$$\eta_{SCO2\text{gases}} = W_dot_SCO2 / Q_dot_FC_{max}$$

Ciclo sCO₂ Cascada 2 optimizado para LTR

"CICLO SCO2 EN CASCADA 2 HTR"

\$Unitsystem SI bar C kg kJ

"DATOS"

f\$ = 'CARBONDIOXIDE'

eta_C = 0,88

eta_T = 0,92

"FOCO CALIENTE"

m_dot_gases = 100

Cp_gases = cp(Air, T=T_ent_gases)

Cv_gases = cv(Air, T=T_ent_gases)

gamma_gases=Cp_gases/Cv_gases

T_ent_gases = 400

{Q_dot_FCmax=40000}

Q_dot_FCmax=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-15)

Q_dot_FC=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-T_sal_gases)

Q_dot_FC = m_dot_CO2* (1-alpha)*(h[1]-h[7])

PP_HX = 5

T_sal_gases = T[7] + PP_HX

"TURBINA MT"

T[1] = T_ent_gases-PP_HX

{T[1] = T_a[1]-PP_HX}

p[1] = 249,6

p[2] = 85

h[1] = enthalpy (f\$, P=p[1]; T=T[1])

s[1] = entropy (f\$, P=p[1]; T=T[1])

h_s[2] = enthalpy(f\$, P=p[2]; s=s[1])

eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = entropy(f\$, P=p[2]; h=h[2])

T[2]= temperature(f\$, P=p[2]; h=h[2])

"HTR"

p[3] = p[2]-0,4

p[8] = p[9]+0,9

(h[2] -h[3])*(1-alpha) = alpha*(h[9] - h[8])

T[9]= temperature (f\$, P=p[9]; h=h[9])

T[3]= temperature(f\$, P=p[3]; h=h[3])

```

PP_HTR = 5
{
PP_HTR = min(T[2]-T[9];T[3]-T[8])
}
PP_HTR = T[2]-T[9]
PP_HTR = T[3]-T[8]

Q_dot_HTR = m_dot_CO2*(h[2]-h[3])*(1-alpha)

```

"MEZCLA"

```

(1-alpha)*h[3]+alpha*h[10]=h[4]
p[4]=p[10]
p[4]=p[3]

```

"LTR"

```

p[5] = p[4] -0,4
p[8] = p[7]-0,02

```

```

(h[4] -h[5]) = alpha*(h[8] - h[7])

```

```

T[8]= temperature (f$,P=p[8];h=h[8])
T[5]= temperature(f$,P=p[5];h=h[5])
T[4]= temperature(f$,P=p[4];h=h[4])

```

```

PP_LTR = 5

```

```

PP_LTR = min(T[4]-T[8];T[5]-T[7])
{
PP_LTR=T[4]-T[8]
PP_LTR=T[5]-T[7]
}
Q_dot_LTR = m_dot_CO2*(h[4]-h[5])

```

"PRECOOLER"

```

T[6]= 35
p[6]= p[5]-0,06
Q_dot_DIS = m_dot_CO2*(h[5]-h[6])

```

```

T_refr_ent = 25
T_refr_sal = 30
Cp_agua=4,18
Q_dot_DIS = m_dot_refr* Cp_agua*(T_refr_sal-T_refr_ent)

```

```

eta_B = 0,85
P_B[1]=1
P_B[2]=3
v_B=volume(Steam_IAPWS;T=T_refr_ent;P=P_B[1])
W_dot_Bagua=m_dot_refr*v_B*(P_B[2]-P_B[1])*100/eta_B

```

"COMPRESOR"

```

p[7]=p[1]+0,4

h[6] = enthalpy(f$, T=T[6];P=p[6])

```

$$s[6] = \text{entropy}(f\$; P=p[6]; h=h[6])$$

$$h_s[7] = \text{enthalpy}(f\$; P=p[7]; s=s[6])$$

$$\eta_C \cdot (h[7] - h[6]) = (h_s[7] - h[6])$$

$$T[7] = \text{temperature}(f\$; P=p[7]; h=h[7])$$

"TURBINA ST"

$$s[9] = \text{entropy}(f\$; P=p[9]; T=T[9])$$

$$h_s[10] = \text{enthalpy}(f\$; P=p[10]; s=s[9])$$

$$\eta_T = (h[9] - h[10]) / (h[9] - h_s[10])$$

$$T[10] = \text{temperature}(f\$; P=p[10]; h=h[10])$$

"PRESTACIONES"

$$W_dot_Tco2_MT = m_dot_CO2 \cdot (1 - \alpha) \cdot (h[1] - h[2])$$

$$W_dot_Tco2_ST = m_dot_CO2 \cdot \alpha \cdot (h[9] - h[10])$$

$$W_dot_Cco2 = m_dot_CO2 \cdot (h[7] - h[6])$$

$$\{W_dot_SCO2 = W_dot_Tco2_MT + W_dot_Tco2_ST - W_dot_Cco2 - W_dot_Baceite - W_dot_Bagua\}$$

$$W_dot_SCO2 = W_dot_Tco2_MT + W_dot_Tco2_ST - W_dot_Cco2 - W_dot_Bagua$$

$$\eta_{SCO2} = W_dot_SCO2 / Q_dot_FC$$

$$\eta_{SCO2gases} = W_dot_SCO2 / Q_dot_FCmax$$

Ciclo sCO₂ simple con ORC subcrítico simple.

"CICLO DE CABEZA SCO2"

\$Unitsystem SI bar C kg kJ

"DATOS"

f\$ = 'CARBONDIOXIDE'

eta_C = 0,88

eta_T = 0,92

"FOCO CALIENTE"

m_dot_gases = 100

Cp_gases = 1

T_ent_gases = 400

Q_dot_FCmax=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-15)

Q_dot_FC=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-T_sal_gases)

p[4]= p[1]

Q_dot_FC = m_dot_CO2* (h[1]-h[4])

{La temperatura de salida de gases queda libre}

PP_HX = 10

T_sal_gases = T[4] + PP_HX

"TURBINA"

T[1] = T_ent_gases-PP_HX

p[1] = 180

p[2] = 85

h[1] = enthalpy (f\$; **P**=p[1]; **T**=T[1])

s[1] = entropy (f\$; **P**=p[1]; **T**=T[1])

h_s[2] = **enthalpy**(f\$; **P**=p[2]; **s**=s[1])

eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = **entropy**(f\$; **P**=p[2]; **h**=h[2])

T[2]= **temperature**(f\$; **P**=p[2]; **h**=h[2])

"INTERCAMBIADOR"

T[3]= T_ORC[4]+PP_ORC

p[3]= p[2]

Q_dot_ORC = m_dot_CO2*(h[2]-h[3])

"COMPRESOR"

h[3] = **enthalpy**(f\$; **T**=T[3]; **P**=p[3])

s[3] = **entropy**(f\$; **P**=p[3]; **h**=h[3])

h_s[4]= **enthalpy**(f\$; **P**=p[4]; **s**=s[3])

eta_C*(h[4]-h[3]) = (h_s[4]-h[3])

T[4]= **temperature**(f\$; **P**=p[4]; **h**=h[4])

"CICLO DE COLA-ORC"**"DATOS"**

{fluido= r600 o n_butano}
 f_ORC\$ = 'R600'
 PP_ORC=13
 p_ORC[1]=23,5
 p_ORC[2] = p_ORC[3]
 eta_B_ORC=0,75
 eta_T_ORC=0,85

"TURBINA"

T_ORC[1]= **temperature**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[1]; **x**=1)
 h_ORC[1] = **enthalpy** (f_ORC\$; **P**=p_ORC[1]; **x**=1)
 s_ORC[1] = **entropy** (f_ORC\$; **P**=p_ORC[1]; **x**=1)
 h_s_ORC[2] = **enthalpy**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[2]; **s**=s_ORC[1])
 eta_T_ORC = (h_ORC[1]-h_ORC[2])/(h_ORC[1]-h_s_ORC[2])
 s_ORC[2] = **entropy**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[2]; **h**=h_ORC[2])
 T_ORC[2]= **temperature**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[2]; **h**=h_ORC[2])

"CONDENSADOR"

T_ORC[3] = 35
 p_ORC[3]=**pressure**(f_ORC\$; **T**=T_ORC[3]; **x**=0)
 T_cond_ent = 25
 T_cond_sal = 30
 Cp_agua=4,18
 Q_dot_COND = m_dot_cond * Cp_agua * (T_cond_sal-T_cond_ent)
 Q_dot_COND = m_dot_ORC* (h_ORC[2]-h_ORC[3])

"BOMBA"

eta_B_ORC*(h_ORC[4]-h_ORC[3])=v_ORC[3]*(p_ORC[4]-p_ORC[3])*100
 v_ORC[3]=**volume**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[3]; **x**=0)
 h_ORC[3]=**enthalpy**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[3]; **x**=0)
 p_ORC[4]=p_ORC[1]
 T_ORC[4]=**temperature**(f_ORC\$; **h**=h_ORC[4]; **x**=0)
 v_ORC[4]=**volume**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[4]; **T**=T_ORC[4])

"INTERCAMBIADOR"

Q_dot_ORC = m_dot_ORC* (h_ORC[1]-h_ORC[4])

"PRESTACIONES"

W_dot_Tco2 = m_dot_CO2*(h[1] - h[2])
 W_dot_Cco2 = m_dot_CO2*(h[4] - h[3])
 W_dot_SCO2 = W_dot_Tco2-W_dot_Cco2
 eta_SCO2 = W_dot_SCO2/Q_dot_FC

w_dot_Torc = m_dot_ORC*(h_ORC[1]-h_ORC[2])
 w_dot_Borc = m_dot_ORC*(h_ORC[4]-h_ORC[3])
 W_dot_ORC = W_dot_Torc-W_dot_Borc

W_dot_CC = W_dot_SCO2 + W_dot_ORC
 eta_CC = W_dot_CC / Q_dot_FC {referido al calor residual realmente aprovechado}
 eta_CCgases = W_dot_CC/Q_dot_FCmax { referido al calor máximo aprovechable}

Ciclo sCO₂ Cascada 1 con ORC subcrítico simple.

"CICLO SCO2 EN CASCADA CICLO DE CABEZA"

\$Unitsystem SI bar C kg kJ

"DATOS"

f\$ = 'CARBONDIOXIDE'
 eta_C = 0,88
 eta_T = 0,92

"FOCO CALIENTE"

m_dot_gases = 100
 Cp_gases = 1
 T_ent_gases = 400
 Q_dot_FCmax=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-15)
 Q_dot_FC=m_dot_gases*Cp_gases*(T_ent_gases-T_sal_gases)

$$Q_dot_FC = m_dot_CO2 * (1-alpha) * (h[1]-h[6])$$

PP_HX = 10
 T_sal_gases = T[6] + PP_HX

"TURBINA MT"

T[1] = T_ent_gases-PP_HX
 p[1] = 180
 p[2] = 85

h[1] = enthalpy (f\$; **P**=p[1]; **T**=T[1])
 s[1] = entropy (f\$; **P**=p[1]; **T**=T[1])
 h_s[2] = **enthalpy**(f\$; **P**=p[2]; **s**=s[1])
 eta_T = (h[1]-h[2])/(h[1]-h_s[2])

s[2] = **entropy**(f\$; **P**=p[2]; **h**=h[2])
 T[2]= **temperature**(f\$; **P**=p[2]; **h**=h[2])

"RECUPERADOR"

p[3] = p[2]
 p[6] = p[7]
 p[6] = p[1]
 (h[2] - h[3]) * (1-alpha) = alpha * (h[7] - h[6])

T[7]= temperature (f\$; **P**=p[7]; **h**=h[7])
 T[3]= **temperature**(f\$; **P**=p[3]; **h**=h[3])

PP_REC = 10
 PP_REC=T[2]-T[7]
 PP_REC=T[3]-T[6]

$$Q_dot_REC = m_dot_CO2 * (h[2]-h[3]) * (1-alpha)$$

"MEZCLA"

$$(1-alpha)*h[3]+alpha*h[9]=h[4]$$

p[4]=p[8]
p[4]=p[3]

"PRECOOLER"

T[4]= **temperature**(f\$; **P**=p[4]; **h**=h[4])
T[5]= 35
p[4]= p[5]
Q_dot_DIS = m_dot_CO2*(h[4]-h[5])

T_refr_ent = 25
T_refr_sal = 30
Cp_agua=4,18
Q_dot_DIS = m_dot_refr* Cp_agua*(T_refr_sal-T_refr_ent)

"COMPRESOR"

h[5] = **enthalpy**(f\$; **T**=T[5]; **P**=p[5])
s[5] = **entropy**(f\$; **P**=p[5]; **h**=h[5])

h_s[6]= **enthalpy**(f\$; **P**=p[6]; **s**=s[5])

eta_C*(h[6]-h[5]) = (h_s[6]-h[5])

T[6]= **temperature**(f\$; **P**=p[6]; **h**=h[6])

"TURBINA ST"

s[7] = **entropy** (f\$; **P**=p[7]; **T**=T[7])
h_s[8] = **enthalpy**(f\$; **P**=p[8]; **s**=s[7])
eta_T = (h[7]-h[8])/(h[7]-h_s[8])

s[8] = **entropy**(f\$; **P**=p[8]; **h**=h[8])
T[8]= **temperature**(f\$; **P**=p[8]; **h**=h[8])

"INTERCAMBIADOR"

Q_dot_INT = m_dot_CO2*alpha*(h[8]-h[9])
T[9]= T_ORC[4]+PP_ORC
h[9] = **enthalpy** (f\$; **P**=p[9]; **T**=T[9])
p[9]=p[8]

"CICLO DE COLA-ORC"

"DATOS"

{fluido= r600 o n_butano}
f_ORC\$ = 'R600'
PP_ORC=22
p_ORC[1]=23,5
p_ORC[2] = p_ORC[3]
eta_B_ORC=0,75
eta_T_ORC=0,85

"TURBINA"

T_ORC[1]= **temperature**(f_ORC\$; **P**=p_ORC[1]; **x**=1)
h_ORC[1] = **enthalpy** (f_ORC\$; **P**=p_ORC[1]; **x**=1)

$s_{\text{ORC}[1]} = \text{entropy}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[1]}; x=1)$
 $h_{s_{\text{ORC}[2]}} = \text{enthalpy}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[2]}; s=s_{\text{ORC}[1]})$
 $\eta_{T_{\text{ORC}}} = (h_{\text{ORC}[1]} - h_{\text{ORC}[2]}) / (h_{\text{ORC}[1]} - h_{s_{\text{ORC}[2]}})$
 $s_{\text{ORC}[2]} = \text{entropy}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[2]}; h=h_{\text{ORC}[2]})$
 $T_{\text{ORC}[2]} = \text{temperature}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[2]}; h=h_{\text{ORC}[2]})$

"CONDENSADOR"

$T_{\text{ORC}[3]} = 35$
 $p_{\text{ORC}[3]} = \text{pressure}(f_{\text{ORC}}; T=T_{\text{ORC}[3]}; x=0)$
 $T_{\text{cond_ent}} = 25$
 $T_{\text{cond_sal}} = 30$

$Q_{\text{dot_COND}} = m_{\text{dot_cond}} * C_{p_agua} * (T_{\text{cond_sal}} - T_{\text{cond_ent}})$
 $Q_{\text{dot_COND}} = m_{\text{dot_ORC}} * (h_{\text{ORC}[2]} - h_{\text{ORC}[3]})$

"BOMBA"

$\eta_{B_{\text{ORC}}} * (h_{\text{ORC}[4]} - h_{\text{ORC}[3]}) = v_{\text{ORC}[3]} * (p_{\text{ORC}[4]} - p_{\text{ORC}[3]}) * 100$
 $v_{\text{ORC}[3]} = \text{volume}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[3]}; x=0)$
 $h_{\text{ORC}[3]} = \text{enthalpy}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[3]}; x=0)$
 $p_{\text{ORC}[4]} = p_{\text{ORC}[1]}$
 $T_{\text{ORC}[4]} = \text{temperature}(f_{\text{ORC}}; h=h_{\text{ORC}[4]}; x=0)$
 $v_{\text{ORC}[4]} = \text{volume}(f_{\text{ORC}}; P=p_{\text{ORC}[4]}; T=T_{\text{ORC}[4]})$

"INTERCAMBIADOR"

$Q_{\text{dot_ORC}} = m_{\text{dot_ORC}} * (h_{\text{ORC}[1]} - h_{\text{ORC}[4]})$
 $Q_{\text{dot_INT}} = Q_{\text{dot_ORC}}$

"PRESTACIONES"

$W_{\text{dot_Tco2_MT}} = m_{\text{dot_CO2}} * (1 - \alpha) * (h[1] - h[2])$
 $W_{\text{dot_Tco2_ST}} = m_{\text{dot_CO2}} * \alpha * (h[7] - h[8])$
 $W_{\text{dot_Cco2}} = m_{\text{dot_CO2}} * (h[6] - h[5])$
 $W_{\text{dot_SCO2}} = W_{\text{dot_Tco2_MT}} + W_{\text{dot_Tco2_ST}} - W_{\text{dot_Cco2}}$

$w_{\text{dot_Torc}} = m_{\text{dot_ORC}} * (h_{\text{ORC}[1]} - h_{\text{ORC}[2]})$
 $w_{\text{dot_Borc}} = m_{\text{dot_ORC}} * (h_{\text{ORC}[4]} - h_{\text{ORC}[3]})$
 $W_{\text{dot_ORC}} = w_{\text{dot_Torc}} - w_{\text{dot_Borc}}$

$\eta_{\text{SCO2}} = W_{\text{dot_SCO2}} / Q_{\text{dot_FC}}$
 $\eta_{\text{SCO2gases}} = W_{\text{dot_SCO2}} / Q_{\text{dot_FCmax}}$

$W_{\text{dot_CC}} = W_{\text{dot_SCO2}} + W_{\text{dot_ORC}}$
 $\eta_{\text{CC}} = W_{\text{dot_CC}} / Q_{\text{dot_FC}}$ {referido al calor residual realmente aprovechado}

$\eta_{\text{CCgases}} = W_{\text{dot_CC}} / Q_{\text{dot_FCmax}}$ { referido al calor máximo aprovechable}

Diseño intercambiador de circuito impreso

\$UnitSystem SI bar C J kg

```
procedure
calculo_U(m_dot_friototal;m_dot_caltotal;T_fe;P_fe;T_fs;P_fs;T_ce;P_ce;T_cs;P_cs;q_dot_total;N;deltap_
c;deltap_f:T_f[1..31];T_c[1..31];T_cmed[1..30];T_fmmed[1..30];U[1..30];h_cal[1..30];h_frio[1..30];L[1..30];vel_
frio[1..30];vel_cal[1..30];n_tuboscal)
```

n_tuboscal=155680

```
repeat
repeat
```

```
n_tubosfrio=n_tuboscal {Number of channels}
m_dot_tubofrio=m_dot_friototal/n_tubosfrio
m_dot_tubocal=m_dot_caltotal/n_tuboscal
q_tubofrio=q_dot_total/n_tubosfrio
q_tubocal=q_dot_total/n_tuboscal
q_nodof=q_tubofrio/N
q_nodoc=q_tubocal/N
```

F\$='text.txt'

```
duplicate i=1;N
```

```
T_f[1]=T_fs
P_f[1]=P_fs
T_c[1]=T_ce
P_c[1]=P_ce
h_f[i]=Enthalpy(steam_iapws;T=T_f[i];P=P_f[i])
h_c[i]=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_c[i];P=P_c[i])
T_f[i+1]=T_f[i]
P_f[i+1]=P_f[i]
T_c[i+1]=T_c[i]
P_c[i+1]=P_c[i]
```

```
repeat
repeat
```

```
T_fmmed[i]= (T_f[i]+T_f[i+1])/2
P_fmmed[i]=(P_f[i]+P_f[i+1])/2
T_cmed[i]= (T_c[i]+T_c[i+1])/2
P_cmed[i]=(P_c[i]+P_c[i+1])/2
```

d=0,002

r=d/2

A_tubo=3,14159*r^2/2

{radius}
{channel area}

delta=0,00001/d

{Dostal}

```
if (delta<0,007) then
```

Re_0=2000

else

Re_0=754*EXP(0,0065/delta)

```
endif
```

```

if (delta<0,007) then
Re_1=2000
else
Re_1=1160/delta
endif

Re_2=2090*(1/delta)^0,0635

Re_3=441,19*delta^(-1,1772)

if (delta>0,007) then
f_1=0,075-0,0109/(delta^0,286)
f_estrella=f_1-0,0017
else
f_1=0,032
f_estrella=f_1
endif

{Cold side }
dens_frio[i]=1000 {Cold inlet density}
vel_frio[i]=m_dot_tubofrio/(dens_frio[i]*A_tubo) {velocity}

diam=r*2
D_hidfrio=(4*3,14159*r^2/2)/(2*3,14159*r/2+2*r) {hydraulic radius}
visco_frio[i]=Viscosity(Steam_iapws;T=T_fmed[i];P=P_fmed[i])
Re_frio[i]=dens_frio[i]*vel_frio[i]*D_hidfrio/visco_frio[i] {Reynolds}
k_frio[i]=Conductivity(Steam_iapws;T=T_fmed[i];P=P_fmed[i]) {thermal conductivity}
pr_frio[i]=Prandtl(Steam_iapws;T=T_fmed[i];P=P_fmed[i]) {Prandtl}
if (re_frio[i]<2300) then
Nuss_frio[i]=4,089
else
if(re_frio[i]<5000) then
re_5000frio[i]=5000
f_5000frio[i]=(1/(1,8*LOG10(re_5000frio[i]-1,5)))^2 {Dostal}
Nuss_5000frio[i]=(f_5000frio[i]/8)*(re_5000frio[i]-
1000)*Pr_frio[i]/(1+12,7*(f_5000frio[i]/8)^0,5*((pr_frio[i]^(2/3))-1)) {Nuss, Gnielinski, }
Nuss_frio[i]=4,089+(Nuss_5000frio[i]-4,089)/(5000-2300)*(re_frio[i]-2300) {Dostal}
else
f_frio[i]=(1/(1,8*LOG10(re_frio[i]-1,5)))^2 {Dostal}
Nuss_frio[i]=(f_frio[i]/8)*(re_frio[i]-1000)*Pr_frio[i]/(1+12,7*(f_frio[i]/8)^0,5*((pr_frio[i]^(2/3))-1)) {Nuss,
Gnielinski, }
endif
endif
H_frio[i]=Nuss_frio[i]*k_frio[i]/(D_hidfrio) {Cold heat transfer coefficient}

if (Re_frio[i]<re_0) then
f_frio[i]=63,12/re_frio[i]
else
if(Re_frio[i]<Re_1) then
f_frio[i]=4,4*Re_frio[i]^(-0,595)*EXP(0,00275/delta)
else
if(Re_frio[i]<Re_2) then
f_2f[i]=0,0001
repeat
f_2fnuevo[i]=1/((2*LOG10(2,51/(Re_2*(f_2f[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
errorffrio[i]=ABS((f_2fnuevo[i]-f_2f[i])/f_2f[i])
f_2f[i]=f_2fnuevo[i]
until(errorffrio[i]<0,001)
f_frio[i]=(f_2f[i]-f_estrella)*EXP(-((0,0017*(Re_2-Re_frio[i]))^2)+f_estrella)
else
if(Re_frio[i]<Re_3) then

```

```

    f_frio[i]=0,0001
    repeat
    f_friouuevo[i]=1/((2*LOG10(2,51/(Re_frio[i]*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
    errorffrio[i]=ABS((f_friouuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
    f_frio[i]=f_friouuevo[i]
    until(errorffrio[i]<0,001)
    else
    f_frio[i]=0,0001
    repeat
    f_friouuevo[i]=1/((2*LOG10(2,51/(Re_3*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
    errorffrio[i]=ABS((f_friouuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
    f_frio[i]=f_friouuevo[i]
    until(errorffrio[i]<0,001)
    endif
  endif
endif
endif

{Hot side}
dens_cal[i]=Density(CarbonDioxide;T=T_cmed[i];P=p_cmed[i])           {density}
vel_cal[i]=m_dot_tubocal/(dens_cal[i]*A_tubo)                        {velocity}

D_hidcal=(4*3,14159*r^2/2)/(2*3,14159*r/2+2*r)                       {hydraulic radius}
visco_cal[i]=Viscosity(CarbonDioxide;T=T_cmed[i];P=P_cmed[i])
Re_cal[i]=dens_cal[i]*vel_cal[i]*D_hidcal/visco_cal[i]              {Reynolds}
k_cal[i]=Conductivity(CarbonDioxide;T=T_cmed[i];P=P_cmed[i])      {thermal conductivity}
pr_cal[i]=Prandtl(CarbonDioxide;T=T_cmed[i];P=P_cmed[i])          {Prandtl}
if (re_cal[i]<2300) then
Nuss_cal[i]=4,089
else
  if(re_cal[i]<5000) then
    re_5000cal[i]=5000
    f_5000cal[i]=1/(1,8*LOG10(re_5000cal[i]-1,5))^2                  {Dostal}
    Nuss_5000cal[i]=(f_5000cal[i]/8)*(re_5000cal[i]-
1000)*Pr_cal[i]/(1+12,7*(f_5000cal[i]/8)^0,5*((pr_cal[i]^(2/3))-1))  {Nuss, Gnielinski, }
    Nuss_cal[i]=4,089+(Nuss_5000cal[i]-4,089)/(5000-2300)*(re_cal[i]-2300)  {Dostal}
  else
    f_caln[i]=1/(1,8*LOG10(re_cal[i]-1,5))^2                          {Dostal}
    Nuss_cal[i]=(f_caln[i]/8)*(re_cal[i]-1000)*Pr_cal[i]/(1+12,7*(f_caln[i]/8)^0,5*((pr_cal[i]^(2/3))-1))
  {Nuss, Gnielinski, }
  endif
endif
endif
H_cal[i]=Nuss_cal[i]*k_cal[i]/(D_hidcal)                             {Hot heat transfer coefficient}

if (Re_cal[i]<re_0) then
  f_cal[i]=63,12/re_cal[i]
else
  if(Re_cal[i]<Re_1) then
    f_cal[i]=4,4*Re_cal[i]^(-0,595)*EXP(0,00275/delta)
  else
    if(Re_cal[i]<Re_2) then
      f_2c[i]=0,0001
      repeat
      f_2cnuevo[i]=1/((2*LOG10(2,51/(Re_2*(f_2c[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
      errorfcal[i]=0,0001
      f_2c[i]=f_2cnuevo[i]
      until(errorfcal[i]<0,001)
      f_cal[i]=(f_2c[i]-f_estrella)*EXP(-((0,0017*(Re_2-Re_cal[i]))^2)+f_estrella)
    else
      if(Re_cal[i]<Re_3) then
        f_cal[i]=0,0001
        repeat
        f_calnuevo[i]=1/((2*LOG10(2,51/(Re_cal[i]*(f_cal[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
        errorfcal[i]=ABS((f_calnuevo[i]-f_cal[i])/f_cal[i])
        f_cal[i]=f_calnuevo[i]

```

```

        until(errorfcal[i]<0,001)
        else
            f_cal[i]=0,0001
            repeat
                f_calnuevo[i]=1/((2*LOG10(2,51/(Re_3*(f_cal[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
                errorfcal[i]=ABS((f_calnuevo[i]-f_cal[i])/f_cal[i])
                f_cal[i]=f_calnuevo[i]
            until(errorfcal[i]<0,001)
        endif
    endif
endif
endif

{Heat transfer area and U}

K=14,6                                     {w/(m*k) conductivity SS316L}
t=0,5/1000                                 {mm plate thickness}
U[i]=1/(1/H_cal[i]+1/H_frio[i]+t/k)        {Dostal and t/k Song, van Meter}

L[i]=q_nodof/(U[i]*(3,14*r+d)*(T_cmed[i]-T_fmed[i]))
perim=(3,1416*r+d)

{Cold}
h_frios=Enthalpy(Steam_iapws;T=T_fs;P=P_fs)
a_f=q_nodof/m_dot_tubofrio
h_fnuevo[i+1]=h_f[i]-q_nodof/m_dot_tubofrio
b_f=(f_frio[i]/d_hidfrio*dens_frio[i]*vel_frio[i]^2/2*L[i])/100000

P_fnuevo[i+1]=P_f[i]+(f_frio[i]/d_hidfrio*dens_frio[i]*vel_frio[i]^2/2*L[i])/100000
delta_pf[i]=(f_frio[i]/d_hidfrio*dens_frio[i]*vel_frio[i]^2/2*L[i])/100000

t_fnuevo[i+1]=Temperature(Steam_iapws;h=h_fnuevo[i+1];P=P_fnuevo[i+1])

h_f[i+1]=Enthalpy(Steam_iapws;T=T_f[i+1];P=P_f[i+1])
errorhf[i]=ABS((t_fnuevo[i+1]-t_f[i+1])/t_f[i+1])

h_f[i+1]=h_fnuevo[i+1]
P_f[i+1]=P_fnuevo[i+1]
T_f[i+1]=T_fnuevo[i+1]

{Hot}
h_cale=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_ce;P=P_ce)
a_c=q_nodoc/m_dot_tubofrio
h_cnuevo[i+1]=h_c[i]-q_nodoc/m_dot_tubocal

P_cnuevo[i+1]=P_c[i]-(f_cal[i]/d_hidcal*dens_cal[i]*vel_cal[i]^2/2*L[i])/100000
delta_pc[i]=(f_cal[i]/d_hidcal*dens_cal[i]*vel_cal[i]^2/2*L[i])/100000

t_cnuevo[i+1]=Temperature(CarbonDioxide;h=h_cnuevo[i+1];P=P_cnuevo[i+1])

h_c[i+1]=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_c[i+1];P=P_c[i+1])
errorhc[i]=ABS((t_cnuevo[i+1]-t_c[i+1])/t_c[i+1])

h_c[i+1]=h_cnuevo[i+1]
P_c[i+1]=P_cnuevo[i+1]
T_c[i+1]=T_cnuevo[i+1]

until (errorhf[i]<0,01)
until (errorhc[i]<0,001)

end {end duplicate 1...N}

Long_ftotal=0
delta_fp_total=0

duplicate i=1;N

```

```

    Long_ftotal=Long_ftotal+L[i]
    delta_fp_total=delta_fp_total+delta_pf[i]
end

Long_ctotal=0
delta_cp_total=0

duplicate i=1;N
    Long_ctotal=Long_ctotal+L[i]
    delta_cp_total=delta_cp_total+delta_pc[i]
end

{
errorp=abs((delta_fp_total-1)/1)
}

{
errorpc=ABS((delta_cp_total-deltap_c)/deltap_c)
errorpf=ABS((delta_fp_total-deltap_f)/deltap_f)

errorp=MIN(errorpc;errorpf)
}
errorpc=(delta_cp_total-deltap_c)
errorpf=(delta_fp_total-deltap_f)
errorp=MAX(errorpc;errorpf)

n_tuboscal=n_tuboscal+100

{
until (errorp<0,01)
}

until(errorp<0)

end

{*****}

Q_dot_total=m_dot_caltotal*(h_cale1-h_cals1)
h_cale1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_ce;P=P_ce)
h_cals1=Enthalpy(CarbonDioxide;T=T_cs;P=P_cs)
m_dot_caltotal=176,1                                {Hot Mass flow rate}
T_ce=64,11                                         {Hot inlet temperature}
T_cs=35                                             {Hot outlet temperature}
T_fe=25                                             {Cold inlet temperature}
Q_dot_total=m_dot_friototal*(h_frios1-h_frioe1)
h_frioe1=Enthalpy(Steam_iapws;T=T_fe;P=P_fe)
h_frios1=Enthalpy(Steam_iapws;T=T_fs;P=P_fs)
T_fs=30                                             {Cold outlet temperature}
p_ce=84,22                                         {Hot inlet pressure}
p_cs=p_ce-deltap_c                                 {Hot outlet pressure}
deltap_c=0,4
p_fe=3                                             {Cold inlet pressure}
p_fs=p_fe-deltap_f                                 {Cold outlet pressure}
deltap_f=2
N=30
call
calculo_U(m_dot_friototal;m_dot_caltotal;T_fe;P_fe;T_fs;P_fs;T_ce;P_ce;T_cs;P_cs;q_dot_total;N;deltap_c;deltap_f;T_f[1..31];T_c[1..31];T_cmed[1..30];T_fmcd[1..30];U[1..30];h_cal[1..30];h_frio[1..30];L[1..30];vel_frio[1..30];vel_cal[1..30];n_tubos)

Length=SUM(L[1..30])
n_modules=2*n_tubos/96000
A_frontal=0,6^2*n_modules
Volume=A_frontal*Length

```

Diseño intercambiador de flujo cruzado

\$Unitsystem SI bar C kg kJ

"FUNCIONES"

"Cálculo del coeficiente interior en zonas monofásicas con la ecuación de GNIELINSKI"

Procedure h_interior(Fluido\$;P_a[1];T_a[1];T_a[3];G_aceite;Dint_cal:h_int)

$T_{m_a}=(T_{a[1]}+T_{a[3]})/2$

Pr_a=**prandtl**(Fluido\$;T=T_m_a)
mu_a=**viscosity**(Fluido\$;T=T_m_a)
k_a=**conductivity**(Fluido\$;P=P_a[1];T=T_m_a)
Re_a=G_aceite*Dint_cal/mu_a

if(Re_a<2300) **Then**

h_int=k_a/Dint_cal*3,66

Else

"Correlación de Gnielinski para regiones monofásicas (MILLS, pág. 281)"

"Válida para 3000 < Re_D < 10^6"

$f=(0,79*\ln(Re_a)-1,64)^{-2}$

$h_int=k_a/Dint_cal * f*(Re_a-1000)*Pr_a/(8*(1+12,7*(f/8)^{0,5}*(Pr_a^{0,666}-1)))$

Endif

End

"Procedimiento que calcula el diámetro hidráulico"

Procedure

diam_hidra(n_tubos;pasos;alto;ancho;profundidad;Esp_aleta;Dextcal;Dist_tubos;Dist_aleta:D_hid)

V_serpentin=alto*ancho*profundidad

V_aletas=(alto*profundidad-

n_tubos*pasos*PI*Dextcal^2/4)*Esp_aleta*(ancho/(Dist_aleta+Esp_aleta))

V_tubos=n_tubos*pasos*(PI*Dextcal^2/4)*ancho

V_libre=V_serpentin-V_aletas-V_tubos

A_aletas=2*(ancho/(Dist_aleta+Esp_aleta))*(alto*profundidad-n_tubos*pasos*PI*Dextcal^2/4)

A_tubos=n_tubos*pasos*PI*Dextcal*(ancho-Esp_aleta*ancho/(Dist_aleta+Esp_aleta))

A_intercambio=A_aletas+A_tubos

D_hid=4*V_libre/A_intercambio

End

"Cálculo de la pérdida de carga del aceite"

Procedure

perdida_carga_vp1(Fluido\$;G_aceite;Dint_cal;T_a[1];T_a[3];long_tubo_cal;P_a[1];delta_p_VP1)

$T_media=(T_a[1]+T_a[3])/2$

mu_media=**viscosity**(Fluido\$;T=T_media)

Re_medio=G_aceite*Dint_cal/mu_media

ro_a=**density**(Fluido\$;T=T_media)***molarmass**(Fluido\$)

If Re_medio < 10000 **Then**

f_cal=64/Re_medio

"Factor de fricción"

"Fórmula de Hagen-Poiseuille"

Else

f_cal=1/(0,79*ln(Re_medio)-1,64)^2

"Formula de Petukhov"

Endif

Gra_fri=f_cal*G_aceite^2/(Dint_cal*2*ro_a) "Gradiente de fricción [Pa/m]"
 delta_p_VP1=Gra_fri*long_tubo_cal/100000 "Caída de presión debida a la fricción [bar]"

End

"Perdida excesivamente baja <0,14 bar DISMINUIR DIAMETRO"
 "Perdida excesivamente elevada >0,21 bar AUMENTAR DIAMETRO"

"Procedimiento que calcula eficiencia de aletas"**Procedure eficiencia_aleta**(Dext;Dist_tubos;Conduct_aleta;h_ext;Esp_aleta:eta_aleta)

{ Las ecuaciones se han tomado de KUPPAN }

Daleta=2*(Dist_tubos^2/PI)^(1/2) "Diametro exterior de aleta anular
 equivalente"
 rho=((Dext/2)/(Daleta/2)) "Ecuación 91 pag 203"
 Ap=Esp_aleta*(Daleta/2-Dext/2) "Ecuación 93 pag 204"
 Fhi=((Daleta/2-Dext/2)^(3/2))*(2*h_ext/(Conduct_aleta*Ap))^0,5 "Ecuación 92 pag
 203"
 C1=(2*rho/(Fhi*(1+rho)))
 C2=bessel_i1(Fhi/(1-rho))*bessel_k1(Fhi*rho/(1-rho))-bessel_k1(Fhi/(1-
 rho))*bessel_i1(Fhi*rho/(1-rho))
 C3=bessel_i0(Fhi*rho/(1-rho))*bessel_k1(Fhi/(1-rho))+bessel_i1(Fhi/(1-
 rho))*bessel_k0(Fhi*rho/(1-rho))
 eta_aleta=C1*C2/C3

End

"Cálculo de la pérdida de carga de aire a través de banco de tubos" "MIRAR DONDE CALCULAR
 Dist_tubos"

Procedure**perdida_carga_aire**(v_GE;Dext_cal;Dist_tubos_cal;T_ent_gases;T_sal_gases;pasos_cal;P_ent:delta_p)

T_m=(T_ent_gases+T_sal_gases)/2
 ro=density(Air,T=T_m;P=P_ent)*molarmass(Air)
 mu=viscosity(Air,T=T_m)
 f=9,47*(Dext_cal*ro*v_GE/mu)^(-0,32)*(Dist_tubos_cal/Dext_cal)^(-0,93) "Fórmula de
 ROBINSON AND BRIGGS"
 delta_p=(f*2*pasos_cal*ro*v_GE^2/(9,81[m/s^2]))*(9,81[N/kg]/100000)
 "Perdida excesivamente baja <0,14 bar DISMINUIR DIAMETRO"
 "Perdida excesivamente elevada >0,21 bar AUMENTAR DIAMETRO"
End

"Cálculo del coeficiente exterior con la ecuación de GRAY Y WEBB"**Procedure****h_exterior**(Dist_tubos_cal;Dist_aleta_cal;Dext_cal;v_GE;T_ent_gases;T_sal_gases;P_a[1]:h_ext)

Tm=(T_ent_gases+T_sal_gases)/2
 ro=density(Air,T=Tm;P=P_a[1])*molarmass(Air)
 mu=viscosity(Air,T=Tm)
 k=conductivity(Air,T=Tm)
 Re=ro*v_GE*Dext_cal/mu
 Pr=prandtl(Air,T=Tm)
 Prs=prandtl(Air,T=T_sal_gases)
 j4=0,14*Re^(-0,328)*(Dist_aleta_cal/Dext_cal)^0,0312
 Nu=j4*Re*Pr^0,35
 h_ext=k*Nu/Dext_cal

End

"Procedimiento que calcula la diferencia de temperatura logaritmica media"

Procedure dif_tlm(T_ent_cal;T_sal_cal;T_ent_frio;T_sal_frio:DTLM)

Delta_T1=T_sal_cal-T_ent_frio

Delta_T2=T_ent_cal-T_sal_frio

DTLM=(Delta_T2-Delta_T1)/ln(Delta_T2/Delta_T1)

End

"Procedimiento que llama al subprograma caldera para iterar la longitud de la caldera"

Procedure

llamar_caldera(Dext_cal;Dint_cal;m_dot_gases;P_ent;T_ent_gases;T_sal_gases;T_GE[1..80];Q_dot_FC;Q_dot_inter[1..80];C_GE;m_dot_aceite;P_a[1];T_a[1];T_a[3];T_aceite[1..80];Fluido\$;Long_tubo_cal;Esp_aleta_cal; Conduct_aleta; Conduct_tubo; Dist_aleta_cal;pasos_cal; n_tubos_cal; v_GE:Long_tubo_cal_calc;m_dot_GE;Dist_tubos_cal;alto_cal;ancho_cal;profundidad_cal;Area_intercambio_cal;U_ext_cal;NTU_cal;Cr_cal;Q_dot_max_cal;delta_p_VP1;delta_p_GE;D_hid;Daleta_cal)

i=1

Long_tubo_cal[i]=Long_tubo_cal

Repeat

Call

calder(Dext_cal;Dint_cal;m_dot_gases;P_ent;T_ent_gases;T_sal_gases;T_GE[1..80];Q_dot_FC;Q_dot_inter[1..80];C_GE;m_dot_aceite;P_a[1];T_a[1];T_a[3];T_aceite[1..80];Fluido\$;Long_tubo_cal[i];Esp_aleta_cal; Conduct_aleta; Conduct_tubo; Dist_aleta_cal;pasos_cal; n_tubos_cal; v_GE:Long_tubo_cal_calc;m_dot_GE;Dist_tubos_cal;alto_cal;ancho_cal;profundidad_cal;Area_intercambio_cal;U_ext_cal;NTU_cal;Cr_cal;Q_dot_max_cal;delta_p_VP1;delta_p_GE;D_hid;Daleta_cal)

i=i+1

Long_tubo_cal[i]=Long_tubo_cal_calc

Error=abs(Long_tubo_cal[i-1]-Long_tubo_cal_calc)

Until(Error<0,01)

End

"SUBPROGRAMA que utiliza los procedimientos necesarios para calcular los parámetros de diseño de la CALDERA"

Subprogram

calder(Dext_cal;Dint_cal;m_dot_gases;P_ent;T_ent_gases;T_sal_gases;T_GE[1..80];Q_dot_FC;Q_dot_inter[1..80];C_GE;m_dot_aceite;P_a[1];T_a[1];T_a[3];T_aceite[1..80];Fluido\$;Long_tubo_cal;Esp_aleta_cal; Conduct_aleta; Conduct_tubo; Dist_aleta_cal;pasos_cal; n_tubos_cal; v_GE:Long_tubo_cal_calc;m_dot_GE;Dist_tubos_cal;alto_cal;ancho_cal;profundidad_cal;Area_intercambio_cal;U_ext_cal;NTU_cal;Cr_cal;Q_dot_max_cal;delta_p_VP1;delta_p_GE;D_hid;Daleta_cal)

"Relaciones geométricas de áreas de la caldera"

ancho_cal=Long_tubo_cal/pasos_cal

alto_cal=n_tubos_cal*Dist_tubos_cal

profundidad_cal=pasos_cal*Dist_tubos_cal

A_GE=ancho_cal*alto_cal-

(n_tubos_cal*Dext_cal*ancho_cal+Esp_aleta_cal*(ancho_cal/(Dist_aleta_cal+Esp_aleta_cal))*alto_cal)

m_dot_GE=v_GE*density(Air, T=T_GE[80];P=P_ent)*molar mass(Air)*A_GE

m_dot_GE=m_dot_gases

G_aceite=m_dot_aceite*4/(n_tubos_cal*pi*Dint_cal^2)

Call perdida_carga_vp1(Fluido\$;G_aceite;Dint_cal;T_a[1];T_a[3];long_tubo_cal;P_a[1];delta_p_VP1)

Call

perdida_carga_aire(v_GE;Dext_cal;Dist_tubos_cal;T_ent_gases;T_sal_gases;pasos_cal;P_ent;delta_p_GE)

"Cálculo de la eficiencia de las aletas"

{ Las ecuaciones se han tomado de KUPPAN }

Call h_exterior(Dist_tubos_cal;Dist_aleta_cal;Dext_cal;v_GE;T_GE[1];T_GE[80];P_a[1]:h_ext)

Call eficiencia_aleta(Dext_cal;Dist_tubos_cal;Conduct_aleta;h_ext;Esp_aleta_cal:eta_aleta)

"Cálculo del diámetro hidráulico"

Call

diam_hidra(n_tubos_cal;pasos_cal;alto_cal;ancho_cal;profundidad_cal;Esp_aleta_cal;Dext_cal;Dist_tubos_cal;Dist_aleta_cal:D_hid)

Daleta_cal=2*(Dist_tubos_cal^2/PI)^(1/2) "Diametro exterior de aleta anular equivalente"

A_cu=Esp_aleta_cal*PI*Daleta_cal+Dist_aleta_cal*PI*Dext_cal+2*PI*(Daleta_cal^2/4-Dext_cal^2/4)

"Area conjunto unitario: aleta + tubo desnudo"

R_cond=(ln(Dext_cal/Dint_cal)/(2*PI*Conduct_tubo))

F_forma=0,9

Duplicate i=1;79

Call h_exterior(Dist_tubos_cal;Dist_aleta_cal;Dext_cal;v_GE;T_GE[i];T_GE[i+1];P_ent:h_ext[i])

Call h_interior(Fluido\$;P_a[1];T_aceite[i];T_aceite[i+1];G_aceite;Dint_cal:h_int[i])

R_ext[i]=((Dist_aleta_cal+Esp_aleta_cal)/(2*PI*h_ext[i]*((Daleta_cal^2/4-Dext_cal^2/4)*eta_aleta+Dext_cal/2*Esp_aleta_cal)))

R_int[i]=(1/(PI*Dint_cal*h_int[i]))

U_ext[i]=(Dist_aleta_cal+Esp_aleta_cal)/(A_cu*(R_int[i]+R_cond+R_ext[i]))

"Cálculo del coeficiente global de transferencia referido a la pared interior"

U_int[i]=U_ext[i]*A_cu/((Esp_aleta_cal+Dist_aleta_cal)*PI*Dint_cal)

Call dif_tlm(T_GE[i+1];T_GE[i];T_aceite[i];T_aceite[i+1];DTLM[i])

"Cálculo del área necesaria"

Area_total[i]=(Q_dot_inter[i+1]-Q_dot_inter[i])*1000/(U_int[i]*DTLM[i]*F_forma)

Long_tubo_cal_calc[i]=Area_total[i]/(n_tubos_cal*PI*Dint_cal)

U_extA[i]=U_ext[i]*Long_tubo_cal_calc[i]

End

Long_tubo_cal_calc=sum(Long_tubo_cal_calc[1..79])

N_aletas_metro_cal=1/(Esp_aleta_cal+Dist_aleta_cal)

Area_intercambio_cal=Long_tubo_cal_calc*n_tubos_cal*N_aletas_metro_cal*A_cu

U_ext_cal=sum(U_extA[1..79])/Long_tubo_cal_calc

"Cálculo de los parámetros adimensionales para la operación del intercambiador"

C_aceite=Q_dot_FC*1000/(T_a[1]-T_a[3])

Cmin_cal=min(C_aceite;1000*C_GE)

Cmax_cal=max(C_aceite;1000*C_GE)

Cr_cal=Cmin_cal/Cmax_cal

NTU_cal=U_ext_cal*Area_intercambio_cal/Cmin_cal

Q_dot_max_cal=Cmin_cal*(T_GE[80]-T_aceite[1])/1000

End

"Datos gases"

Cp_gases[1]=cp(Air;T=T_ent_gases)

m_dot_gases = 85,12

T_ent_gases=450

T_sal_gases=74,28

```

Q_dot_FC=m_dot_gases*Cp_gases[1]*(T_ent_gases-T_sal_gases)
C_GE=Q_dot_FC/(T_ent_gases-T_sal_gases)
v_GE= 5 [m/s]
d_GE=density(Air,T=T_ent_gases;P=P_ent)
area_GE=m_dot_gases/(d_GE*v_GE)
P_ent= 1

```

"Datos aceite Therminol_VP1"

```

Fluido$='Therminol_VP1'
m_dot_aceite= 48,17

```

```

PP_ea = 10
PP_sa = 50

```

```

T_a[1]=T_ent_gases-PP_sa
T_a[3]=T_sal_gases-PP_ea

```

```

Q_dot_FC=m_dot_aceite*(h_a[1]-h_a[3])

```

```

P_a[1]=1,4
P_a[3]-P_a[2]=1
P_a[1]-P_a[2]=0,11

```

```

h_a[1]=enthalpy(Therminol_VP1; T=T_a[1]; P=P_a[1])

```

"Dibujo del perfil de temperatura del aceite en la caldera"

Duplicate i=1;80

```

Q_dot_inter[i]=((i-1)/79)*Q_dot_FC
Q_dot_inter[i]=m_dot_gases*Cp_gases[i]*(T_GE[i]-T_sal_gases)
Cp_gases[i+1]=cp(Air,T=T_GE[i])
Q_dot_inter[i]=m_dot_aceite*(h_aceite[i]-h_a[3])
u_a[i]=h_aceite[i]-P_a[3]*100/density(Therminol_VP1;T=T_a[3])
T_aceite[i] = interpolate('Therminol_VP1';'u';T';u=u_a[i]) -273

```

End

"INTERCAMBIADOR"

*****OPCIONES TUBOS*****

```

{if(D_ex$ = '1/4') Then
    Dext_cal=0,00635[m]
    Dint_cal=Dext_cal-2*0,00076[m]
Endif
if(D_ex$='5/16') Then
    Dext_cal=0,00784[m]
    Dint_cal=Dext_cal-2*0,00076[m]
Endif
if(D_ex$='3/8') Then
    Dext_cal=0,00952[m]
    Dint_cal=Dext_cal-2*0,000813[m]
Endif
if(D_ex$='1/2') Then
    Dext_cal=0,0127[m]
    Dint_cal=Dext_cal-2*0,000813[m]
Endif
if(D_ex$='5/8') Then
    Dext_cal=0,01587[m]
    Dint_cal=Dext_cal-2*0,00081[m]
Endif
if(D_ex$='3/4') Then
    Dext_cal=0,01905[m]
    Dint_cal=Dext_cal-2*0,00089[m]
Endif

```

```

if(D_ex$='7/8') Then
  Dext_cal=0,02222[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00089[m]
Endif
Endif

if(Norma$='EN 12735-1') Then
if(D_ex$='1/4') Then
  Dext_cal=0,00635[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00081[m]
Endif
if(D_ex$='5/16') Then
  Dext_cal=0,00792[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00081[m]
Endif
if(D_ex$='3/8') Then
  Dext_cal=0,00952[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00081[m]
Endif
if(D_ex$='1/2') Then
  Dext_cal=0,0127[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00081[m]
Endif
if(D_ex$='5/8') Then
  Dext_cal=0,0159[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00102[m]
Endif
if(D_ex$='3/4') Then
  Dext_cal=0,0191[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00102[m]
Endif
if(D_ex$='7/8') Then
  Dext_cal=0,0223[m]
  Dint_cal=Dext_cal-2*0,00102[m]
Endif
}
"*****"
"*****"
"DATOS INTERCAMBIADOR A INTRODUCIR"

"TUBOS" {Se toma de arriba el diámetro elegido}
Dext_cal=0,0223[m]
Dint_cal=Dext_cal-2*0,00102[m]

"ALETAS"

Conduct_aleta = 200 [W/m-K]
Conduct_tubo = 400 [W/m-K]

Esp_aleta_cal = 0,002 [m]
Dist_aleta_cal = 0,020 [m]

pasos_cal = 15 {afecta a la anchura y profundidad: más pasos = más estrecho y más profundo}
n_tubos_cal = 1000 {afecta a la altura: más tubos = más alto}

"Cálculo del PP mínimo"
Duplicate i=1;80
  pp[i]=T_GE[i]-T_aceite[i]
End
pp_min=min(pp[1..80])

"Cálculo del diseño de la caldera"

Long_tubo_cal=40

Call
llamar_caldera(Dext_cal;Dint_cal;m_dot_gases;P_ent;T_ent_gases;T_sal_gases;T_GE[1..80];Q_dot_FC;

```

Q_dot_inter[1..80];C_GE;m_dot_aceite;P_a[1];T_a[1];T_a[3];T_aceite[1..80];Fluido\$;Long_tubo_cal;Esp_a
leta_cal; Conduct_aleta; Conduct_tubo; Dist_aleta_cal;pasos_cal; n_tubos_cal;
v_GE:Long_tubo_cal_calc;m_dot_GE;Dist_tubos_cal;alto_cal;ancho_cal;profundidad_cal;Area_intercambi
o_cal;U_ext_cal;NTU_cal;Cr_cal;Q_dot_max_cal;delta_p_VP1;delta_p_GE;D_hid;Daleta_cal)

Volumen_cal=Long_tubo_cal_calc*PI*(Dint_cal^2/4)*n_tubos_cal