



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERIA
(ICAI)

INGENIERO INDUSTRIAL

**ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE
LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE
VAPOR POR UNO DE CO₂
SUPERCRÍTICO EN
CONFIGURACIONES DE CICLO
COMBINADO**

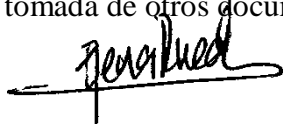
Autor: Elena Rueda Zaldívar
Director: José Ignacio Linares Hurtado
Directora: Eva María Arenas Pinilla

Madrid
Julio 2018

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Análisis técnico-económico de la sustitución del ciclo de vapor por uno de CO₂
supercrítico en configuraciones de ciclo combinado
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia
Comillas en el curso académico 2017/18 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.

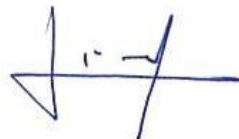


Fdo.: Elena Rueda Zaldívar

Fecha: 17/ 07/

2018 Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO



Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: ...17/ 07/2018



Fdo.: Eva María Arenas Pinilla

Fecha: ...17/ 07/2018

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

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

El autor **Dña. Elena Rueda Zaldívar** DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: **Análisis técnico-económico de la sustitución del ciclo de vapor por uno de CO₂ supercrítico en configuraciones de ciclo combinado**, 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 17 de Julio de 2018

ACEPTA

Fdo.....

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



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERIA
(ICAI)

INGENIERO INDUSTRIAL

**ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE
LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE
VAPOR POR UNO DE CO₂
SUPERCRÍTICO EN
CONFIGURACIONES DE CICLO
COMBINADO**

Autor: Elena Rueda Zaldívar
Director: José Ignacio Linares Hurtado
Directora: Eva María Arenas Pinilla

Madrid
Julio 2018

ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE VAPOR POR UNO DE CO₂ SUPERCRÍTICO EN CONFIGURACIONES DE CICLO COMBINADO.

Autor: Rueda Zaldívar, Elena.

Directores: Linares Hurtado, José Ignacio.

Arenas Pinilla, Eva María.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO

Palabras clave: Ciclo combinado, CO₂ supercrítico, Cascada, PCHE.

El presente trabajo analiza la viabilidad técnica y económica de los ciclos supercríticos de CO₂ como sustitutos del ciclo de vapor de un ciclo combinado. Es interesante su aplicación como sistema de recuperación de calor residual no sólo en centrales comerciales (200 a 400 MWe) sino en microturbinas de gas, a fin de analizar su mejora de rentabilidad.

La primera parte del proyecto consiste en el estudio de los parámetros del ciclo Brayton de gas (ciclo de cabeza) para determinar las condiciones de entrada del ciclo supercrítico de CO₂ (sCO₂). Se ha comenzado por la configuración de Microturbina de gas en modo regenerativo, tomando como datos los proporcionados en el documento de NREL [1]. Se tienen tres temperaturas de entrada en turbina (T_{IT}) (850, 900 y 950 °C) y se busca la relación de presión requerida para maximizar el rendimiento del ciclo a cada temperatura de entrada en turbina y acercamiento (PP). El Brayton Simple se ha modelado con los rendimientos de las mejores parejas de presión-PP de las tres turbinas (Tabla 1).

Tabla 1. Resultados del ciclo en función de las distintas T_{IT} y η_T correspondientes

T_3	η_T	p_2	λ	\dot{n}_f	η_E	η_{EHHV}	w_{esp}	\dot{W}_T
850	0,8411	2,739	2,499	0,0009424	0,1322	0,1191	50,15	221
900	0,8521	3,384	2,353	0,0007656	0,1628	0,1466	64,42	216,6
950	0,8521	4,218	2,233	0,0006641	0,1876	0,169	77,01	218,8

A partir de aquí se han ido probando distintas configuraciones de ciclos combinados, analizando cómo afectan las variaciones de parámetros como la presión y la temperatura de entrada a turbina o el equilibrado de los recuperadores al rendimiento de los ciclos combinados.

Tras comparar todos los casos, se ha dado con el que se planteaba como la alternativa más interesante, el ciclo sCO₂ Cascada con 2 Recuperadores (HTR y LTR) (Figura 1). Optimizando por HTR y con una presión de entrada en turbina de 260 bar, se ha alcanzado un η_{CC} del 49,1%.



Figura 1. Esquema de ciclo sCO₂ Cascada 2 Recuperadores seleccionado en el estudio

El estudio prosigue con el modelado del Brayton simple con Turbina de gas Industrial (sT) y Turbina de central de Ciclo Combinado (ccT). Para lo que se toman los datos de temperatura de salida de gases, la potencia nominal del ciclo y el flujo de gases de escape de [1]. Ambos diseños se han combinado con el sCO₂ Cascada 2 para determinar con qué turbina este ciclo ofrece los mejores resultados. Con los resultados obtenidos en la Tabla 2, se ha seleccionado la modalidad con Turbina Industrial, no solo por su alta rentabilidad, sino por su potencial para llenar el nicho del mercado energético en la recuperación de calor de media y baja temperatura.

Tabla 2. Resultados de los rendimientos del análisis de los ciclos EES

	Rendimiento del Ciclo de Gas (η_{CG})	Rendimiento del Ciclo de CO ₂ (η_{CO2})	Rendimiento del Ciclo Combinado (η_{CC})
Regenerativo Simple. μ TG Básico	0,1876	0,3231	0,2795
Recompresión. μ TG Básico	0,1876	0,4205	0,2684
Partial Heating. μ TG Regenerativo	0,2552	0,1926	0,3367
Partial Heating. μ TG Básico	0,1462	0,3438	0,2432
Cascada 1. μ TG Básico	0,1660	0,2155	0,3251
Cascada 2. μ TG Básico	0,1648	0,2817	0,3727
Cascada 2. ST	0,3796	0,2157	0,4908
Cascada 2. CCT	0,3767	0,2660	0,5107

El proyecto continúa con el dimensionado de los intercambiadores del ciclo. Debido a su compacidad y a su gran capacidad para soportar elevadas presiones y temperaturas, se ha optado por usar intercambiadores de circuito impreso (PCHE) en el regenerador (HX), pre-cooler (PC) y recuperadores de calor (HTR y LTR). Se han diseñado en EES, siguiendo el método descrito en el artículo [2]. Los resultados se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3. Resultados del dimensionado de los intercambiadores PCHE. La anchura es siempre de 600 mm.

	HX	LTR	HTR	PC
Altura: H [m]	2,305	0,8638	1,838	0,63
Longitud: L[m]	68,67	2,225	2,025	2,6

Se prosigue con el cálculo de tuberías, según los criterios de máxima velocidad y pérdida de carga. Por las condiciones de las tuberías de CO₂ se ha empleado una aleación de alta resistencia como la 740H, y para las tuberías de agua y gas, un acero más común como el A-106B. Los tipos de tuberías comerciales se han encontrado en el catálogo [3] y los resultados se exponen en la Tabla 4.

Tabla 4. Diseño de tuberías para cada tramo del ciclo

CO ₂								AGUA				GASES			
Punto	n°	DN	Sched	Punto	n°	DN	Sched	Punto	n°	DN	Sched	Punto	n°	DN	Sched
11	9	125	STD	17_LTR	1	250	60	entrada	1	550	20	5	9	950	STD
12	1	400	20	17_HX	9	125	STD	salida	1	550	20	6	9	950	STD
13	1	400	20	18	1	250	60								
14	1	500	20	19	1	250	60								
15	1	450	20	20	1	400	40								
16	1	400	20												

Finalmente se ha realizado una valoración económica del ciclo combinado y un análisis de sensibilidad con distintos escenarios de precio de gas natural y costes de emisión de CO₂. A pesar de haber aumentado la producción eléctrica en un 25%, la inversión no resulta económicamente atractiva por los intercambiadores PCHE. Para solucionarlo, se han propuesto dos alternativas. La primera sustituye el regenerador (HX) por un intercambiador de flujo cruzado que absorba el calor del flujo de gas en sales fundidas adecuadas al rango de temperaturas y éstas lo transmitan al CO₂ a través de un PCHE cuyo coste se asemejaría al del PC. La segunda opción sustituye el HX y el PC por intercambiadores de carcasa y tubos, reduciendo un tercio su coste. Ambas son ideas que se propone desarrollar en futuros trabajos. Los resultados del análisis se contemplan en la Tabla 5.

Tabla 5. Resultados del análisis económico del ciclo sCO₂ Cascada 2 REC

			LCOE TG	LCOE CC
CASO BASE			175,41	196,92
SENSIBILIDAD				
	factor fuel [p.u.]	Coste CO₂ [€/ton]		
FUEL	0,9		160,0	185,0
	1,3		214,1	232,8
EMISIONES		5	179,9	200,4
		25	197,9	214,3
		75	243,0	249,2
COMBINADO	0,9	5	164,5	188,5
		75	227,5	237,2
	1,3	5	226,3	236,3
		75	289,4	285,0
CAMBIO DE HX A CRUZADO			178,1	173,7
CAMBIO HX Y PC A CARCASA			175,4	171,4

TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF THE USE OF A SUPERCRITICAL CO₂ CYCLE IN PLACE OF A TRADITIONAL STEAM ONE IN COMBINED CYCLE LAYOUTS.

Author: Rueda Zaldívar, Elena.

Supervisors: Linares Hurtado, José Ignacio.

Arenas Pinilla, Eva María.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

Keywords: Combined cycle, supercritical CO₂, Cascade, PCHE

The present work analyzes the technical and economic viability of the supercritical CO₂ cycles as substitutes of the steam cycle of a combined cycle. Its application as a waste heat recovery system is interesting not only in commercial power plants (200 to 400 MWe) but in gas microturbines, in order to analyze its profitability improvement.

The first part of the project consists in the study of the parameters of the gas Brayton cycle (head cycle) to determine the entry conditions of the supercritical CO₂ cycle (sCO₂). Beginning with the configuration of the gas microturbine in regenerative mode and taking as data the one provided in the NREL document [1]. There are three turbine inlet temperatures (T_{IT}) (850, 900 and 950 °C) and the required pressure ratio is sought to maximize cycle performance at each inlet temperature and pinch point (PP). The Simple Brayton has been modeled with the values of the efficiencies obtained from the best PP-pressure pairs of the three turbines (Tabla 6).

Tabla 6. Results of the cycle according to the different T_{IT} and corresponding η

T_3	η_T	p_2	λ	\dot{n}_f	η_E	η_{EHHV}	w_{esp}	\dot{W}_T
850	0,8411	2,739	2,499	0,0009424	0,1322	0,1191	50,15	221
900	0,8521	3,384	2,353	0,0007656	0,1628	0,1466	64,42	216,6
950	0,8521	4,218	2,233	0,0006641	0,1876	0,169	77,01	218,8

From here, different configurations of combined cycles have been tested, analyzing the effect on their performance that have the variations of parameters such as turbine inlet temperature and pressure or the balancing of the recuperators.

After comparing all the cases, the most interesting alternative was found, the sCO₂ Cascade cycle with 2 Recuperators (HTR and LTR) (Figura 2). Optimized by HTR and with a turbine inlet pressure of 260 bar, a η_{CC} of 49.1% has been reached.

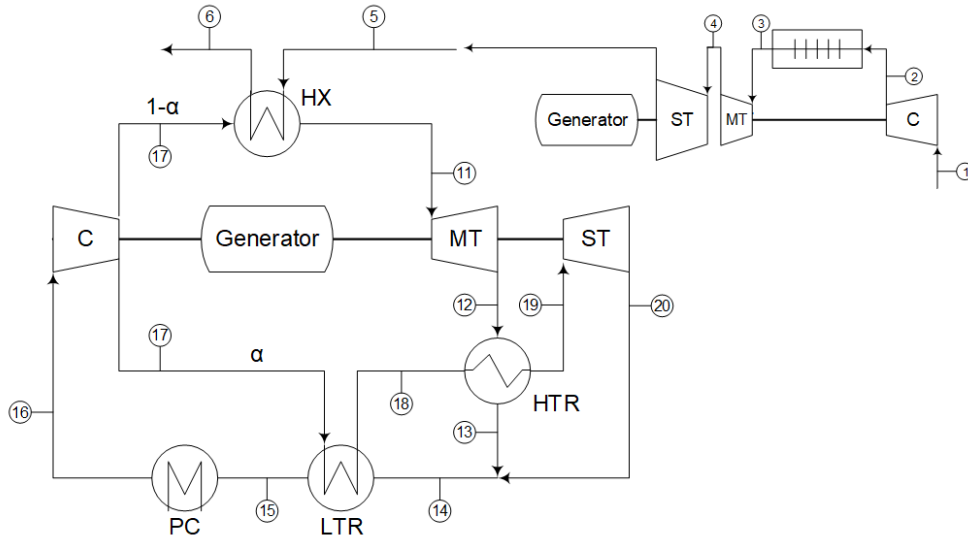


Figura 2. Scheme of cycle $s\text{CO}_2$ Cascade 2 Recuperators selected in the study

The study continues with the modeling of the Simple Brayton with Industrial Gas Turbine (sT) and Combined Cycle power plant Turbine (ccT). For that, the values of the gas output temperature, the nominal power of the cycle and the exhaust gas flow are taken from [1]. Both designs have been combined with the $s\text{CO}_2$ Cascade 2, to determine with which turbine this cycle offers the best results. With the results obtained in Tabla 7, the design with the Industrial Turbine has been selected, not only for its high profitability, but also for its potential to fill the niche of the energy market in the recovery of medium and low temperature wasting heat.

Tabla 7. Results of the efficiencies from the analysis of the EES cycles

	Efficiency of the Gas Cycle (η_{CG})	Efficiency of the CO_2 Cycle (η_{CO_2})	Efficiency of the Combined Cycle (η_{CC})
Simple Regenerative. μTG Basic	0,1876	0,3231	0,2795
Recompression. μTG Basic	0,1876	0,4205	0,2684
Partial Heating. μTG Regenerative	0,2552	0,1926	0,3367
Partial Heating. μTG Basic	0,1462	0,3438	0,2432
Cascade 1. μTG Basic	0,1660	0,2155	0,3251
Cascade 2. μTG Basic	0,1648	0,2817	0,3727
Cascade 2. ST	0,3796	0,2157	0,4908
Cascade 2. CCT	0,3767	0,2660	0,5107

The project continues with the sizing of the cycle heat exchangers. Due to its compactness and its great capacity to withstand high pressures and temperatures, printed circuit heat exchangers (PCHE) are selected for the regenerator (HX), pre-cooler (PC) and heat recuperators (HTR and LTR). They have been designed in EES, following the method described in the article [52]. The results are shown in Tabla 8.

Tabla 8. Results of the dimensioning of the PCHE exchangers. Width is always 600 mm.

	HX	LTR	HTR	PC
Height: H [m]	2,305	0,8638	1,838	0,63
Length: L[m]	68,67	2,225	2,025	2,6

It follows with the calculation of pipes, according to the criteria of maximum speed and load loss. Due to the characteristics of the CO₂ pipes, a high strength alloy like 740H is suggested, and for water and gas pipes, a more common steel such as the A-106B. The types of commercial pipes have been found in the catalog [3] and the results are shown in Tabla 9.

Tabla 9. Design of pipes for each section of the cycle

CO ₂								WATER				GASES			
Point	n°	DN	Sched	Point	n°	DN	Sched	Point	n°	DN	Sched	Point	n°	DN	Sched
11	9	125	STD	17_LTR	1	250	60	entrada	1	550	20	5	9	950	STD
12	1	400	20	17_HX	9	125	STD	salida	1	550	20	6	9	950	STD
13	1	400	20	18	1	250	60								
14	1	500	20	19	1	250	60								
15	1	450	20	20	1	400	40								
16	1	400	20												

Finally, an economic evaluation of the combined cycle and a sensitivity analysis with different scenarios of natural gas prices and CO₂ emission costs have been carried out. Despite having increased electricity production by 25%, the PCHE exchangers are the main responsible for the fact that the investment is still not economically attractive. To solve it, two alternatives have been suggested. The first one replaces the regenerator (HX) with a cross-flow exchanger that absorbs the heat from the gas flow into the appropriate molten salts for the temperature range and transmits it to the sCO₂ through a PCHE (whose cost would resemble that of the PC). The second option replaces the HX and the PC by case and tube exchangers, reducing their cost by one third. Both are ideas that are suggested to be developed in future projects. The results of the economic analysis are shown in Tabla 10.

Tabla 10. Results of the economic analysis of the sCO₂ cycle Cascada 2 REC

			LCOE TG	LCOE CC
BASE CASE			175,41	196,92
SENSITIVITY				
	factor fuel [p.u.]	Cost CO₂ [€/ton]		
FUEL	0,9		160,0	185,0
	1,3		214,1	232,8
EMISSIONS		5	179,9	200,4
		25	197,9	214,3
		75	243,0	249,2
MIXED	0,9	5	164,5	188,5
		75	227,5	237,2
	1,3	5	226,3	236,3
		75	289,4	285,0
SWITCH OF HX for CROSS			178,1	173,7
SWITCH OF HX & PC for CASE			175,4	171,4

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	6
1.1 Motivación del proyecto	8
1.2 Panorama energético actual.....	9
1.2.1 Gas natural.....	10
1.3 Potencial de la recuperación de calor residual	14
1.3.1 Cantidad de calor	16
1.3.2 Calidad del calor residual.....	16
1.3.3 Temperatura de la fuente de calor.....	17
1.3.4 Aplicaciones de la recuperación de calor residual.....	18
1.4 Sistemas de recuperación de calor residual.....	20
1.4.1 Economizador.....	20
1.4.2 Quemador regenerativo y recuperativo	20
1.4.3 Intercambiador de carcasa y tubos.....	22
1.4.4 Recuperador	22
1.4.5 Regenerador	23
1.4.6 Intercambiador de Tipo Compacto	24
1.4.7 Tubo de vacío	24
1.4.8 Ciclos termodinámicos: Rankine Orgánico, Kalina	25
1.4.9 Bomba de calor.....	28
1.4.10 Dispositivos de conversión directa.	29
1.5 Objetivos generales	30
Capítulo 2. Estado de la Técnica	32
2.1 Ciclo de cabeza.....	36
2.1.1 Turbinas	40
2.2 Ciclo de cola.....	44
2.2.1 Potencial de los sCO ₂	44
2.2.2 Estudios previos de ciclos sCO ₂	47
2.2.3 Diseño de un ciclo sCO ₂ . Componentes [9].....	53
2.2.4 Aplicaciones de los ciclos de potencia sCO ₂	61
Capítulo 3. Metodología	66
3.1 Supuestos de partida	68

3.2	Modelado de la planta.....	70
3.3	Cálculo de intercambiadores	77
3.4	Cálculo de tuberías	83
3.5	Análisis económico	86
3.5.1	<i>Coste de inversión del sCO₂</i>	86
3.5.2	<i>Coste Normalizado de Electricidad (LCOE)</i>	89
3.5.3	<i>Análisis de sensibilidad</i>	92
Capítulo 4. Resultados.....		94
4.1	Modelado de ciclos	96
4.1.1	<i>Brayton Regenerativo. Microturbina (μTG)</i>	96
4.1.2	<i>Brayton Básico. Microturbina (μTG)</i>	100
4.1.3	<i>sCO₂ Regenerativo. Brayton Básico (μTG)</i>	102
4.1.4	<i>sCO₂ Recompresión. Brayton Básico (μT)</i>	104
4.1.5	<i>sCO₂ Calentamiento Parcial. Brayton Regenerativo (μT)</i>	106
4.1.6	<i>sCO₂ Calentamiento Parcial. Brayton Básico (μT)</i>	110
4.1.7	<i>sCO₂ Cascada 1 REC. Brayton Básico (μT)</i>	112
4.1.8	<i>sCO₂ Cascada 2 REC. Brayton Básico (μT)</i>	116
4.1.9	<i>Turbina de Gas Industrial (sT)</i>	120
4.1.10	<i>sCO₂ Cascada 2 REC. Brayton Básico (sT)</i>	122
4.1.11	<i>Turbina de central de Ciclo Combinado (ccT)</i>	126
4.1.12	<i>sCO₂ Cascada 2 REC. Brayton Básico (ccT)</i>	128
4.2	Resumen de prestaciones	130
4.3	Dimensionado de intercambiadores.....	132
4.4	Dimensionado de tuberías	135
4.5	Planificación y Estimación Económica	144
4.5.1	<i>Caso Base</i>	144
4.5.2	<i>Análisis de Sensibilidad</i>	147
4.5.3	<i>Intercambio del intercambiador HX por uno de flujo cruzado</i>	153
Capítulo 5. Conclusiones y Trabajos Futuros		158
5.1	Barreras y dificultades. Propuestas de mejora.....	164
Capítulo 6. Bibliografía.....		Error! Bookmark not defined.
Anexo 1. Códigos en EES		173

1. <i>Brayton Regenerativo. Microturbina (μTG)</i>	177
2. <i>Brayton Básico. Microturbina (μTG)</i>	180
3. <i>SCO2 Regenerativo. Brayton Básico (μTG)</i>	182
4. <i>SCO2 Recompresión. Brayton Básico (μT)</i>	184
5. <i>SCO2 Calentamiento Parcial. Brayton Regenerativo (μT)</i>	187
6. <i>SCO2 Calentamiento Parcial. Brayton Básico (μT)</i>	191
7. <i>SCO2 Cascada 1 REC. Brayton Básico (μT)</i>	195
8. <i>SCO2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (μT)</i>	199
9. <i>Turbina de Gas Industrial (ST)</i>	203
10. <i>SCO2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (ST)</i>	205
11. <i>Turbina de central de Ciclo Combinado (CCT)</i>	210
12. <i>SCO2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (CCT)</i>	212
13. <i>Intercambiador Gases-CO₂</i>	216
14. <i>Intercambiador HTR</i>	223
15. <i>Intercambiador LTR</i>	230
16. <i>Intercambiador PC</i>	237
17. <i>sCO2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (ST). (estudio Δp)</i>	244

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de ciclo sCO ₂ Cascada 2 Recuperadores seleccionado en el estudio ...	10
Figura 2. Scheme of cycle sCO ₂ Cascade 2 Recuperators selected in the study	14
Figura 3. Consumo de energía global, por fuente de combustible (1990-2040) [4].....	9
Figura 4. División del consumo según el tipo de combustible 1973 (izq) vs 2015 (dch) [7]	11
Figura 5. Balance de gas natural en EU (TWh) (1996-2012) [8]	11
Figura 6. Precios medios de gas natural importado (USD/MBtu) [7]	12
Figura 7. Energía primaria consumida en 2015 por tipo de combustible [5]	13
Figura 8. Consumo de Energía en España por sectores [10].....	14
Figura 9. Potencial de la recuperación de calor residual [12]	15
Figura 10. Efecto de las temperaturas en la eficiencia Carnot [13].....	17
Figura 11. Economizador de tubos con aletas [16].....	20
Figura 12. Quemador regenerativo [15].....	21
Figura 13. Quemador recuperativo [17].....	21
Figura 14. Intercambiador de carcasa y tubos [18].....	22
Figura 15. Diagrama de un recuperador metálico [15]	23
Figura 16. Regenerador rotativo [19].....	23
Figura 17. Esquema simplificado del principio seguido por los intercambiadores de placas [15].....	24
Figura 18. Tubo de vacío [21]	25
Figura 19. Diagrama de Ciclo de Rankine Orgánico (ORC) [23]	26
Figura 20. Configuración de un ciclo Kalina con recuperador y separador [15]	27
Figura 21. Comparación de diagramas T-s de un Rankine (izq.) y un Kalina (dch.) [15]...28	
Figura 22. Esquema de funcionamiento de una bomba de calor [27].....	28
Figura 23. Principio de funcionamiento de un material termoeléctrico [28]	29
Figura 24. Esquema de ciclo Rankine básico [5]	36
Figura 25. Esquema de un ciclo Brayton Simple [5]	37
Figura 26. Esquema de un ciclo Brayton Regenerativo	38
Figura 27. Ciclo Brayton con ciclo Rankine de recuperación (ciclo combinado) [5]	39

Figura 28. Pérdidas del proceso de generación y transmisión de electricidad [5].....	40
Figura 29. Consumo específico de calor según la tecnología y el combustible (2014) [5] .	41
Figura 30. Tamaños de turbinas de distintos ciclos [31].....	45
Figura 31. Variación del calor específico del CO ₂ cerca de su punto crítico [32]	45
Figura 32. Configuraciones comunes de ciclos de cola sCO ₂ [32]	47
Figura 33. Ciclo de recompresión estudiado por Dostal [36].....	48
Figura 34. Principales diseños estudiados por Kulhanek y Dostal [36]	49
Figura 35. Ciclo Brayton con sCO ₂ en calderas de carbón adoptado por Moulec [36].....	51
Figura 36. Eficiencia de los estudios de ciclos sCO ₂ más significativos [36].....	52
Figura 37. Detalle de propiedades de los estudios de ciclos sCO ₂ [36].....	52
Figura 38. Algunas de las condiciones de entrada a compresor planeadas a ser probadas en SNL [50].....	54
Figura 39. Condiciones de compresión comprobadas en SNL [50]	54
Figura 40. Algunas de las condiciones de succión planeadas a ser probadas en SNL [51] .	55
Figura 41. Efecto de enfriar la entrada del compresor por debajo de su punto pseudo-crítico (74 bar) [44].....	55
Figura 42. Punto pseudo-crítico y sus efectos en la densidad a distintas presiones [44].....	56
Figura 43. Efecto de la presión en el punto pseudo-crítico.....	56
Figura 44. Cambios en la tecnología dependiendo del tamaño de la planta de sCO ₂ [52]...	57
Figura 45. Comparación de compacidad de los PCHE con modelos tradicionales [53]	58
Figura 46. Sección transversal de una unidad de transferencia de un PCHE [54]	59
Figura 47. Límites de presión y temperatura de trabajo de los PCHE [53]	59
Figura 48. Ciclo Brayton regenerativo con Microturbina	70
Figura 49. Eficiencia de Microturbina en función del ratio de compresión y la T. entrada a turbina [1].....	72
Figura 50. Ciclo Cascada 2REC con Brayton Básico Microturbina.....	73
Figura 51. Tabla de prestaciones para Turbina Industrial (2003), NREL [1]	76
Figura 52. Tabla de prestaciones para la Turbina de CC SGT5-4000F, SIEMENS [30]	76
Figura 53. Esquema de un PCHE con los parámetros dimensionales fundamentales	77
Figura 54. Dirección y sentido de los flujos que atraviesan un PCHE [56].....	78
Figura 55. Pérdida de carga recomendada para tuberías de gas	84

Figura 56. Esquema Brayton Regenerativo con μ TG.....	96
Figura 57. Representación gráfica de los datos recogidos en la Tabla 23	98
Figura 58. Esquema Brayton Básico con μ TG.....	100
Figura 59. η_E y temperatura de salida como función del ratio de presiones y la TIT	101
Figura 60. Esquema sCO ₂ Regenerativo y Brayton Básico con μ TG.....	102
Figura 61. Esquema sCO ₂ Recompresión y Brayton Básico con μ TG	104
Figura 62. Esquema sCO ₂ Calentamiento Parcial y Brayton Regenerativo con μ TG	106
Figura 63. Estudio del rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina.....	108
Figura 64. Esquema sCO ₂ Calentamiento Parcial y Brayton Básico con μ TG	110
Figura 65. Esquema sCO ₂ Cascada 1 Recuperador y Brayton Básico con μ TG.....	112
Figura 66. Estudio del rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina.....	114
Figura 67. Esquema sCO ₂ Cascada 2 Recuperadores y Brayton Básico con μ TG.....	116
Figura 68. Estudio del rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina y el recuperador optimizado.....	118
Figura 69. Esquema Brayton Básico con sT	120
Figura 70. Esquema sCO ₂ Cascada 2 Recuperadores y Brayton Básico con sT	122
Figura 71. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con LTR optimizado. Transmisión de calor.	124
Figura 72. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con HTR optimizado. Transmisión de calor.	124
Figura 73. Esquema Brayton Básico con ccT	126
Figura 74. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con LTR optimizado. Transmisión de calor.	129
Figura 75. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con HTR optimizado. Transmisión de calor.	129
Figura 76. Conexión en serie de los intercambiadores HTR y HX [64]	134
Figura 77. Límites de estrés de distintos materiales según ASME [65]	135
Figura 78. Esquema ciclo Cascada 2 Recuperadores con Turbina Industrial	136

Figura 79. Cociente de LCOE entre ciclo combinado y ciclo de gas en función del precio del combustible.....	148
Figura 80. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del precio del combustible.....	148
Figura 81. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del coste de las emisiones de CO ₂ . Factor fuel: 1	150
Figura 82. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del coste de las emisiones de CO ₂ . Factor fuel: 0.9.....	151
Figura 83. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del coste de las emisiones de CO ₂ . Factor fuel: 1.3.....	152
Figura 84. Cociente de LCOE entre ciclo combinado y ciclo de gas en función del precio del combustible y de las emisiones de CO ₂	153
Figura 85. Esquema de ciclo alternativo con acoplamiento del HX a corrientes de baja presión.	161
Figura 86. Intercambiador de calor híbrido H ² E Section- H ³ E Section.....	161

Índice de tablas

Tabla 1. Resultados del ciclo en función de las distintas T_{IT} y η_t correspondientes	9
Tabla 2. Resultados de los rendimientos del análisis de los ciclos EES	10
Tabla 3. Resultados del dimensionado de los intercambiadores PCHE. La anchura es siempre de 600 mm.	11
Tabla 4. Diseño de tuberías para cada tramo del ciclo.....	11
Tabla 5. Resultados del análisis económico del ciclo sCO ₂ Cascada 2 REC	11
Tabla 6. Results of the cycle according to the different T_{IT} and corresponding η_t	13
Tabla 7. Results of the efficiencies from the analysis of the EES cycles	14
Tabla 8. Results of the dimensioning of the PCHE exchangers. Width is always 600 mm. 15	15
Tabla 9. Design of pipes for each section of the cycle	15
Tabla 10. Results of the economic analysis of the sCO ₂ cycle Cascada 2 REC.....	15
Tabla 11. Resumen de características deseables de la fuente de calor [13]	18
Tabla 12. Clasificación de industrias y métodos de recuperación según temperatura [14] .19	19
Tabla 13. Modelado ejemplo de las ecuaciones de uno de los ciclos de cabeza (Brayton Regenerativo).....	71
Tabla 14. Modelado ejemplo de las ecuaciones de uno de los ciclos sCO ₂ (Cascada 2REC)	73
Tabla 15. Variables de entrada del cálculo del intercambiador PCHE.....	81
Tabla 16. Variables de salida del cálculo del intercambiador PCHE	82
Tabla 17. Desglose de costes del proyecto de recompresión con sCO ₂ desarrollado por BEJAN [62].....	86
Tabla 18. Costes directos instalados (CE) de la central de 10MWe de ciclo sCO ₂ Brayton con recompresión.....	87
Tabla 19. Índice temporal CEPCI.....	90
Tabla 20. Tasas nominales de incremento y tasa de descuento.....	91
Tabla 21. Horas de operación anuales y años de vida del proyecto	91
Tabla 22. Propiedades y parámetros del Brayton Regenerativo con μTG	96
Tabla 23. Pares de p_2 y PP óptimos para maximizar el rendimiento del ciclo en cada T_{IT} .97	97
Tabla 24. Propiedades y parámetros del Brayton Básico con μTG	100

Tabla 25. Resultados del ciclo en función de las distintas T_{IT} y η_t correspondientes	101
Tabla 26. Propiedades y parámetros del sCO_2 Regenerativo y Brayton Básico con μTG .	102
Tabla 27. Propiedades y parámetros del sCO_2 Recompresión y Brayton Básico con μTG	104
Tabla 28. Propiedades y parámetros del sCO_2 Calentamiento Parcial y Brayton Reg. con μTG	106
Tabla 29. Propiedades y parámetros del sCO_2 Calentamiento Parcial y Brayton Básico con μTG	110
Tabla 30. Propiedades y parámetros del sCO_2 Cascada 1 Recuperador y Brayton Básico con μTG	112
Tabla 31. Propiedades y parámetros del sCO_2 Cascada 2 Recuperadores y Brayton Básico con μTG	116
Tabla 32. Propiedades y parámetros del Brayton Básico con St	120
Tabla 33. Prestaciones de una Turbina de Gas Industrial en función de su potencia nominal	121
Tabla 34. Propiedades y parámetros del sCO_2 Cascada 2 Rec. y Brayton Básico con sT .	122
Tabla 35. Propiedades y parámetros del Brayton Básico con ccT	126
Tabla 36. Propiedades y parámetros del sCO_2 Cascada 2 Rec. y Brayton Básico con ccT	128
Tabla 37. Resumen de prestaciones de los distintos ciclos de gas estudiados	130
Tabla 38. Resumen de prestaciones de cada solución estudiada de manera aislada y como ciclo combinado.....	130
Tabla 39. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador HX.....	132
Tabla 40. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador HTR	132
Tabla 41. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador LTR.....	133
Tabla 42. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador PC	133
Tabla 43. Propiedades del circuito de CO_2	136
Tabla 44. Propiedades del circuito de agua.....	136
Tabla 45. Propiedades del circuito de gases.....	136
Tabla 46. Cálculo de tuberías según el criterio de máxima velocidad.....	138

Tabla 47. Comprobación de las tuberías calculadas por el criterio de máxima pérdida de carga.....	139
Tabla 48. Cálculo de tuberías según el criterio de máxima velocidad.....	140
Tabla 49. Comprobación de las tuberías calculadas por el criterio de máxima pérdida de carga.....	141
Tabla 50. . Resumen de los resultados del dimensionado de tuberías	142
Tabla 51. Comparación de parámetros generales del ciclo bajo estudio y el caso base de SNL	144
Tabla 52. Normalización del número de módulos de los intercambiadores	144
Tabla 53. Coste de los intercambiadores del ciclo combinado	145
Tabla 54. Coste de las turbomáquinas del ciclo de sCO ₂	145
Tabla 55. Inversión del ciclo de sCO ₂	145
Tabla 56. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base Power Only (2003)	146
Tabla 57. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base Power Only (2017)	146
Tabla 58. Factores para el cálculo del LCOE.....	146
Tabla 59. Inversión por partes y total del CC.....	147
Tabla 60. LCOE del ciclo de gas y del CC	147
Tabla 61. Variación del LCOE del ciclo en función del precio del combustible	147
Tabla 62. Costes de instalación, combustible, emisiones y mantenimiento. Base Power Only (2017).....	149
Tabla 63. Variación del LCOE del ciclo en función del coste de las emisiones de CO ₂ ... 149	149
Tabla 64. Variación del LCOE del ciclo en función del coste del combustible y de las emisiones de CO ₂	151
Tabla 65. Variación del LCOE del ciclo en función del coste del combustible y de las emisiones de CO ₂	152
Tabla 66. Coste de los intercambiadores del ciclo combinado	154
Tabla 67. Inversión del ciclo de sCO ₂	154
Tabla 68. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base CHP (2003).....	155
Tabla 69. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base CHP (2017).....	155

Tabla 70. Inversión por partes y total del CC.....	155
Tabla 71. LCOE del ciclo de gas y del CC	155
Tabla 72. Coste de los intercambiadores con la sustitución de los PCHE HX y PC.....	160
Tabla 73. Inversión del ciclo de CO ₂ con la sustitución de los PCHE HX y PC.....	162
Tabla 74. Inversión por partes y total del CC con la sustitución de los PCHE HX y PC..	162
Tabla 75. LCOE del ciclo de gas y del CC con la sustitución de los PCHE HX y PC.....	162
Tabla 76. Comparación del LCOE de los distintos casos de estudio	163

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

De acuerdo al Segundo Principio de la Termodinámica, dentro de un sistema aislado la entropía tiende a aumentar, de forma que la energía utilizable disminuye. En la vida real esto se traduce en que aproximadamente el 60% de la energía aportada a los procesos de transformación de energía es disipada y perdida en el ambiente sin ser aprovechada. Si simplemente se tuviese la capacidad para desarrollar sistemas eficientes y económicamente viables que permitiesen aprovechar una pequeña parte de toda esa energía, se podrían erradicar muchos de los problemas energéticos que sufre la sociedad actual.

Por otro lado, las repercusiones políticas y de seguridad nacional que conlleva el abuso de combustibles fósiles y la creciente preocupación por el cambio climático, han llevado a las industrias a priorizar la reducción de emisiones y la eficiencia de sus procesos. Es por ello que, en los últimos años, se ha impulsado tanto la investigación de sistemas que permitan reducir el consumo de combustibles fósiles y aumentar el rendimiento de la producción.

En una planta industrial, los equipos y procesos están sujetos a leyes termodinámicas y limitaciones tecnológicas, generando energía en forma de calor que no se usa de ninguna manera práctica. La recuperación de calor residual (waste heat recovery o WHR en inglés) implica el aprovechamiento de esa energía que de lo contrario sería liberada al ambiente para generar electricidad, trabajo mecánico o aportar calor en otras aplicaciones. Es una solución que responde a las necesidades de la sociedad que antes se comentaban, pues permite reducir tanto la energía y el combustible consumido en los procesos como las emisiones de gases de efecto invernadero.

La tecnología de recuperación de calor residual representa una indudable mejora en el ámbito de eficiencia energética que, con los esfuerzos actuales por reducir sus costes, dotará en poco tiempo de gran ventaja competitiva en el mercado. No es sino contribuir en esta búsqueda de soluciones la motivación radical del presente proyecto.

1.2 PANORAMA ENERGÉTICO ACTUAL

La manera en que una sociedad emplea la energía es una característica que define su nivel de desarrollo. La era post industrial está marcada por la invención de la máquina de vapor en el siglo XVIII, que permitió la conversión de energía térmica en cinética. Esta innovación fue de vital importancia, porque la energía térmica es relativamente fácil de producir y controlar con la quema de combustibles.

Las transiciones de tecnologías de conversión energética junto a las transiciones de combustible han definido los cambios de tendencia a lo largo de la historia. Según la U.S Energy Information Administration (EIA), el consumo energético global no ha hecho más que aumentar con el paso de los años, en todas sus formas: nuclear, renovable, carbón, gas natural y petróleo (Figura 3).

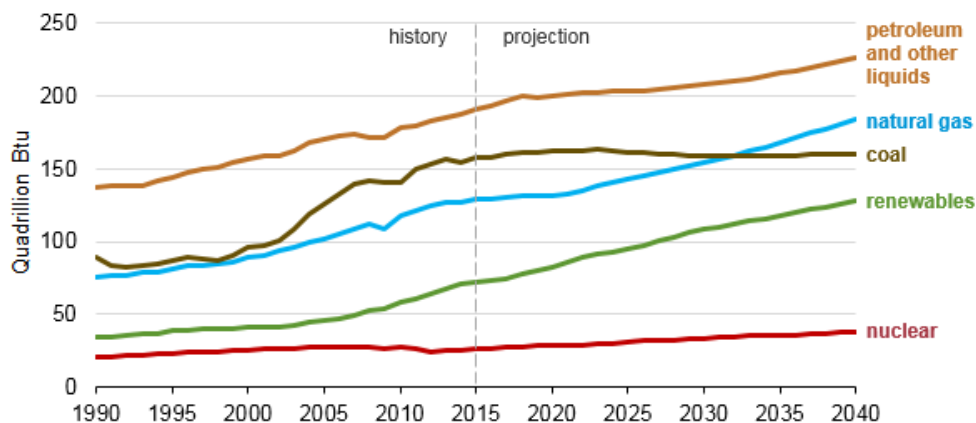


Figura 3. Consumo de energía global, por fuente de combustible (1990-2040) [4]

No obstante, a pesar de los avances, hoy en día la economía global consume la mayor parte de su energía a través de sólo cuatro tecnologías: la turbina de vapor, la turbina de gas, el motor de gasolina y el motor diésel. El dispositivo de conversión más común es la turbina de vapor. Cada año, esta tecnología convierte en electricidad más de 32 EJ de energía primaria. Las turbinas de gas consumen otros 9,5 EJ para la generación eléctrica. El resto de energía, es transformada por el motor de encendido provocado (motor de gasolina) y el motor de encendido por compresión (motor diésel).

Estos 4 sistemas son responsables de la conversión de más del 60% de la energía global y, sin embargo, todos ellos fueron inventados en el siglo XIX o antes [5]. Esto quiere decir que la economía energética moderna se sostiene sobre tecnologías antiguas y que, a pesar del rápido cambio del panorama energético desde la década de los años 70, los sistemas de conversión subyacentes de la industria avanzan lentamente.

El crecimiento de la población y de la economía, la intensificación de la urbanización, la industrialización, la electrificación, la automatización... todos estos factores afectan profundamente al panorama energético global, que se mueve en busca de energías que den respuesta a las nuevas necesidades. Cambios en la cantidad de energía que se utiliza, en qué se utiliza y qué consecuencias surgen de su uso están creando una nueva transición energética hacia el consumo de recursos autóctonos y sostenibles. Una transición hacia el mejor aprovechamiento de combustibles y la optimización de tecnologías actuales, donde la idea de recuperar y aprovechar el calor residual de otros procesos para generar más electricidad ha ganado un gran atractivo.

1.2.1 GAS NATURAL

Para prever el potencial de la tecnología analizada en este proyecto, resulta fundamental realizar una evaluación previa de la situación actual y futura del combustible del que depende, el gas natural¹.

El gas natural suministra casi el 22% de la energía primaria de la UE (2014) y se espera que esta cifra aumente con el auge de ciclos combinados para hacer frente a las fluctuaciones de la producción debidas a la creciente implicación de las energías renovables [6].

¹ Las turbinas de gas también pueden alimentarse con otro tipo de combustibles, como gases de síntesis procedentes de la gasificación de carbón o biogás procedente de vertederos. No obstante, dado que el combustible mayoritario es el gas natural, en Proyecto se ha orientado hacia él.

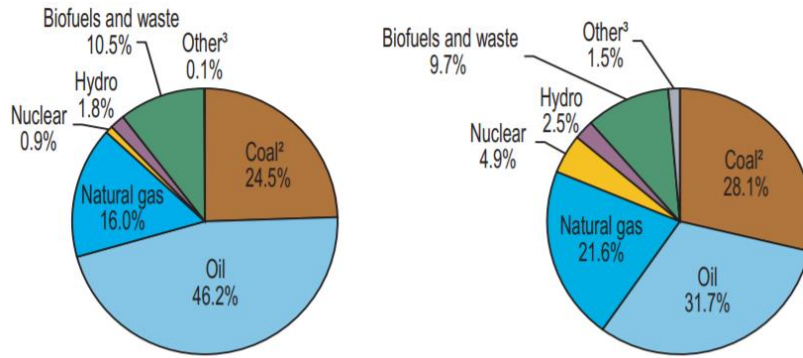


Figura 4. División del consumo según el tipo de combustible 1973 (izq) vs 2015 (dch) [7]

Se trata además del combustible fósil con menores emisiones de dióxido de carbono por energía útil producida, con capacidad de proporcionar un servicio de respaldo al sistema eléctrico y una mayor diversificación bajo un suministro seguro y estable.

En los últimos años, el consumo de gas natural en Europa se ha visto reducido por la bajada de la demanda en el sector industrial y la suave climatología invernal que ha afectado a las demandas de calefacción (Figura 5). Esta reducción en el consumo se vio reflejada en la consecuente reducción del precio del carbón, que ganó competitividad frente a las centrales de gas natural.

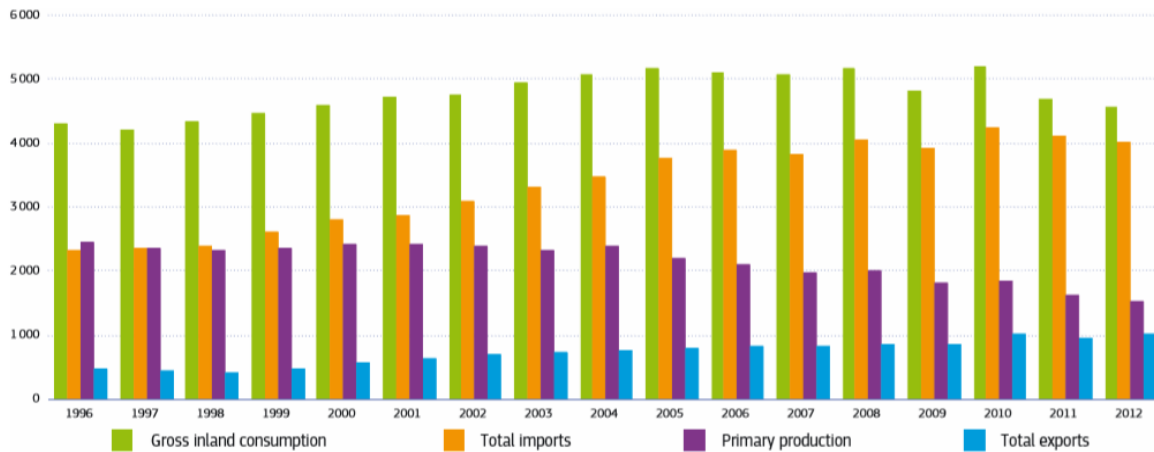


Figura 5. Balance de gas natural en EU (TWh) (1996-2012) [8]

En el año 2014, la normalización de la demanda de los productos básicos por parte de China produjo una desaceleración generalizada de la economía mundial, lo que a su vez inició una caída de los precios de los recursos energéticos. En medio de esta crisis, la aplicación de

nuevas técnicas de extracción como la fracturación hidráulica (*fraking*) produjo un aumento masivo de la producción de gas no convencional, principalmente de pizarras (*shale gas*) en EE.UU. y, con ello, una nueva visión de mercado.

El extraordinario aumento de la producción no convencional (que se espera que supere el 60% de la producción incremental hasta el año 2040) ha supuesto una transformación integral de la oferta mundial de gas y, en consecuencia, de la estructura de la industria gasista, impulsando un rápido crecimiento en infraestructuras y capacidad de licuefacción. Este exceso en la capacidad de producción se espera que afecte en gran medida a los precios del gas, forzándolos a bajar (véase Figura 6). A su vez, al no plantearse ya como un combustible sustitutivo del petróleo, el precio del gas dejará de estar correlacionado a la volatilidad económica del primero [6].

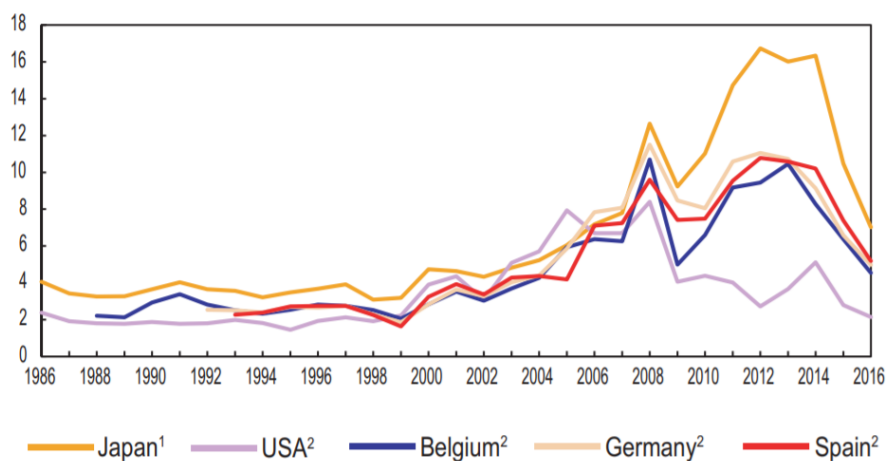


Figura 6. Precios medios de gas natural importado (USD/MBtu) [7]

Por otro lado, la incertidumbre en la demanda favorecerá la búsqueda de soluciones tecnológicas más baratas y modelos de negocio más flexibles, dando paso a la apertura del gas natural hacia mercados más diversificados e interconectados. Es importante recalcar que el futuro del gas no depende exclusivamente de la evolución del mercado, sino que estará fuertemente condicionado por las políticas regulatorias de sostenibilidad ambiental (especialmente tras el acuerdo de París). Para alcanzar los objetivos impuestos, será necesaria la sustitución de combustibles fósiles fuertemente contaminantes por un mix con energía nuclear de base y la coordinación de renovables y gas natural en los picos de demanda. [6]

Sin embargo, en la actualidad, a pesar de la caída de los precios del gas, el carbón sigue estando por debajo y la ausencia de una fuerte tasa de emisiones de CO₂ impide que el gas gane competitividad frente al carbón. Además, el reciente desplome en el precio del petróleo ha ralentizado el crecimiento de los mercados de gas.

En conclusión, la inestabilidad e influencia de los precios de las distintas fuentes de suministro energético junto a normativas y regulaciones ambientales demasiado relajadas ha llevado a organismos como la Agencia Internacional de la Energía (AIE) a replantearse el potencial del gas natural a largo plazo. Se considera como el combustible fósil con mayor crecimiento en los próximos años, siempre que se siga una política basada en flexibilidad, reducción de costes y avances tecnológicos, que haga frente a los retos de un mercado que se plantea incierto y muy competitivo.

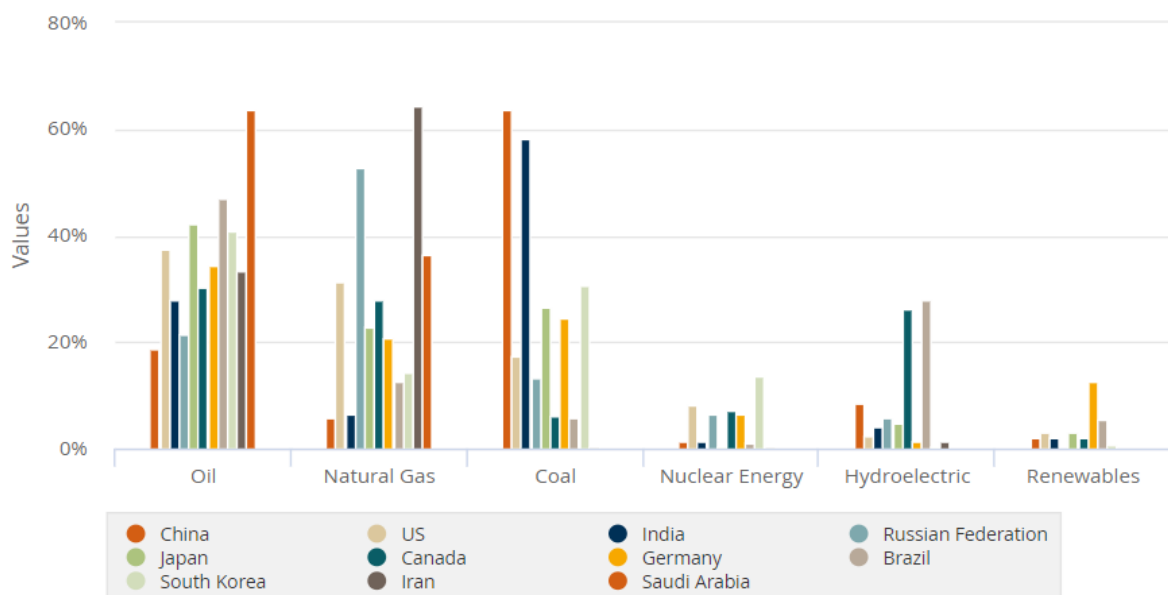


Figura 7. Energía primaria consumida en 2015 por tipo de combustible [5]

1.3 POTENCIAL DE LA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL

La recuperación de calor residual es un recurso extremadamente amplio, limpio y paradójicamente apenas explorado. El tamaño de este mercado se estima en unos 14,6 GWth. Hoy en día, únicamente 0,766 GWth de calor residual se aprovecha y se convierte en electricidad, lo que supone poco más de un 5% del mercado existente [9].

El sector industrial acapara el 54% de toda la energía que se consume a nivel mundial [5]. De acuerdo al Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) [10], la industria española tradicionalmente ha sido responsable de la mayor cantidad de consumo de energía del país. Sin embargo, el incremento de desplazamiento de personas y mercancías ha impulsado el consumo energético del sector transporte mientras que, la implantación de medidas de eficiencia y ahorro energético y la optimización de los procesos ha reducido el consumo del sector industrial frente al primero. Aun así, como se observa en la Figura 8, el sector industrial se lleva un porcentaje importante, un 31% frente al 39% del sector transporte.

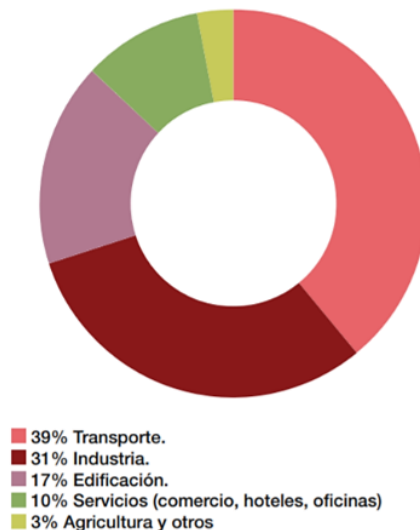


Figura 8. Consumo de Energía en España por sectores [10]

Es difícil calcular la cantidad exacta de calor industrial que se deshecha, pero varios estudios coinciden en que cerca del 50% de la energía consumida se pierde a través de radiación, convección y conducción por el calentamiento de los equipos, o a través de flujos calientes

en gases y líquidos de escape. En un ejemplo ilustrativo, el consumo de energía primaria en España durante 2016 fue de 1,45 TWh [11], y el consumo total de los hogares fue de 0,12 TWh. Si se pudiese reutilizar toda la energía que se pierde en los procesos industriales, se podría cubrir la demanda energética de todos los hogares de España durante 1,3 años.

Obviamente suponer que se podría aprovechar el 100% de la energía disipada en la industria es ser demasiado optimista. Al evaluar distintas tecnologías de recuperación es necesario distinguir el potencial bajo consideración: teórico, técnico o económico (Figura 9).

El potencial teórico sólo considera las limitaciones físicas del sistema como que el calor tiene que estar por encima de la temperatura ambiente o las fronteras del medio. El potencial técnico depende de que se disponga de la tecnología que permita extraer el calor del fluido portador y utilizarlo una vez capturado. Un ejemplo de restricciones técnicas sería la temperatura del flujo de calor mínima requerida para que pueda reutilizarse. Finalmente, que la tecnología resulte o no rentable se considera bajo el potencial económico [12].

Siendo más realistas y considerando ahora en los cálculos que actualmente sólo un 30% de todo el calor residual está bajo nuestra capacidad de ser aprovechado, se podría suministrar energía a un 40% de los hogares españoles durante 1 año.

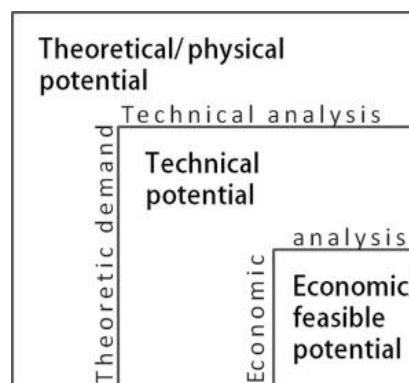


Figura 9. Potencial de la recuperación de calor residual [12]

Evaluar el potencial de las tecnologías de recuperación de calor residual requiere caracterizar tanto la fuente de calor como la corriente de transferencia. Esto implica la definición de parámetros como la cantidad, calidad y temperatura del flujo de calor, la composición de los

fluidos de trabajo, la mínima temperatura necesaria y otros factores que se describen a continuación.

1.3.1 CANTIDAD DE CALOR

La cantidad o el contenido en calor, es una medida de la cantidad de energía que está contenida en una corriente de calor residual. Es una función tanto de la diferencia de temperatura entre la fuente y el medio como del flujo másico de la corriente.

La exergía, o la energía de máximo potencial, que podría ser extraída de una fuente de calor residual viene dada por la ecuación (1), que combina el cálculo de la energía de la fuente de calor y la eficiencia del ciclo de Carnot [13].

$$\dot{E}_{\max} = \dot{m}(h_H - h_L)\left[1 - \frac{T_L}{T_H}\right] \quad (1)$$

A pesar de que la cantidad de calor residual disponible es un parámetro importante, se necesita especificar otros parámetros para indicar de manera fiable la oportunidad de recuperación existente.

1.3.2 CALIDAD DEL CALOR RESIDUAL

La calidad es una medida de la utilidad del flujo de calor. La cantidad de calor que puede ser extraído de una fuente de manera práctica depende en gran medida de la diferencia de temperatura entre la fuente de calor residual y el medio que la rodea. El intercambio de calor requiere menor área de paso cuanto mayor sea la diferencia entre estas dos temperaturas, aunque eso aumenta las irreversibilidades. Se ha de recordar que la máxima eficiencia viene determinada por la definición del ciclo de Carnot según la ecuación).

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2)$$

Tal y como se muestra en la Figura 10, a medida que se eleva la temperatura de la fuente, la eficiencia de Carnot aumenta, y a medida que se eleva la temperatura del disipador, la eficiencia de Carnot disminuye [14].

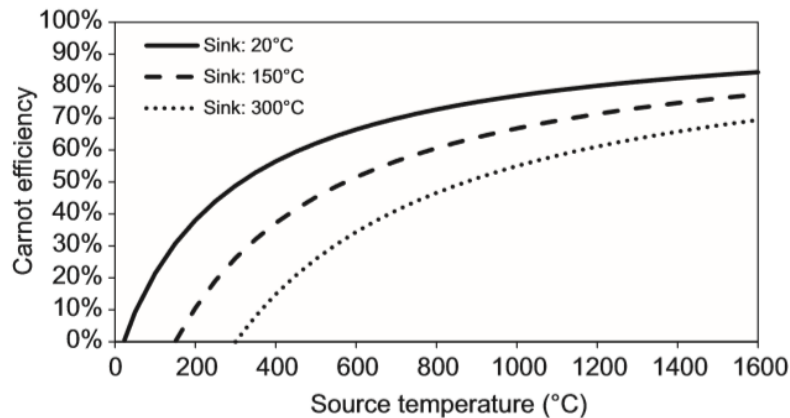


Figura 10. Efecto de las temperaturas en la eficiencia Carnot [13]

1.3.3 TEMPERATURA DE LA FUENTE DE CALOR

Para permitir la transferencia y recuperación de calor, es necesario que la temperatura de la fuente de calor residual sea mayor que la del sumidero. La diferencia entre ambas temperaturas va a repercutir en la rapidez de transferencia de calor por unidad de superficie del intercambiador y en la máxima eficiencia teórica de la conversión de energía térmica en otra forma de energía (mecánica o eléctrica). La temperatura es además muy importante a la hora del diseño de distintos aspectos del sistema de recuperación tales como la elección del material de construcción, el tamaño de los intercambiadores y los dispositivos de seguridad del sistema. Cuanto menor sea la temperatura de los flujos, más comunes y por tanto más baratos serán los materiales que se empleen. Cuando la temperatura de la fuente empieza a superar los 500°C, se han de considerar aleaciones más especiales y si se superan los 900°C se tendrán que usar materiales no metálicos [13].

Por otro lado, un componente fundamental de todo sistema de recuperación de calor residual es el intercambiador que transfiere la energía del flujo residual al ciclo de potencia. El cálculo de la transferencia de calor se puede generalizar con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \text{ (W)} \quad (3)$$

Donde \dot{Q} es el ratio de transmisión de calor; U el coeficiente global de transmisión; A la superficie de intercambio y ΔT la diferencia de temperatura entre la fuente y el medio

disipador. Como se puede deducir de la ecuación (3), para obtener la misma transferencia de energía, a mayor diferencia de temperatura menor área se requiere.

Por último, la temperatura de operación influye en la fiabilidad del sistema en cuanto a que temperaturas elevadas del lado de la fuente aceleran la corrosión, la oxidación y la fatiga de materiales. Del lado del sumidero, temperaturas demasiado bajas pueden hacer que el vapor de agua contenido en los gases de escape se condense y deposite contaminantes corrosivos en la superficie del intercambiador de calor, dañándolo con el tiempo [14].

A modo resumen, las temperaturas que se intentan alcanzar en busca de un óptimo funcionamiento y desempeño de la planta se exponen en la Tabla 11.

Tabla 11. Resumen de características deseables de la fuente de calor [13]

		Temperatura de la corriente de calor residual	
		Sumidero	Fuente
Característica deseada	Calidad	↓	↑
	Cantidad	↓	↑
	Material de construcción	↓	↓
	Tamaño del Intercambiador	↓	↑
	Fiabilidad del sistema	↓ ↑	↓

1.3.4 APLICACIONES DE LA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL

Como se ha comentado con anterioridad, los sistemas de recuperación de calor deben salvar grandes diferencias de temperatura y manejar unos flujos portadores suficientes para maximizar su rendimiento. En función de la temperatura se consideran tres tipos de fuentes: fuentes de Alta temperatura (más de 650°C), de Media temperatura (entre 230 y 650°C) y de Baja temperatura (menos de 230°C).

Fuentes de Alta temperatura presentan intercambiadores más compactos y eficientes, pero plantean problemas de estrés térmico, corrosión y fatiga. Los sistemas de Media temperatura,

aunque menos eficientes que los primeros, son más rentables porque trabajan a temperaturas que permiten el uso de materiales comunes y asequibles.

Finalmente, los sistemas de Baja temperatura presentan un mayor volumen y, aunque trabajan con flujos de calor grandes no significa que sean necesariamente de gran calidad, lo que los hace menos eficientes y por lo tanto menos atractivos para generación eléctrica [13].

En la Tabla 12 se resumen algunos ejemplos de métodos de recuperación de calor aplicados a distintos procesos según la temperatura de operación.

Tabla 12. Clasificación de industrias y métodos de recuperación según temperatura [14]

Rango de Temperatura	Industria	Temperatura de operación (°C)	Métodos típicos de recuperación
Alta (>650°C)	Fabricación de vidrio	1000-1550	Precalentamiento del aire de combustión. Generación de vapor para procesos de calentamiento o trabajo mecánico/eléctrico. Transferencia a procesos de T. media-baja.
	Fabricación de acero	930-1050	
	Fabricación de cemento	450-730	
Media (230-650°C)	Escape de turbina de gas	370-540	Precalentamiento del aire de combustión. Ciclos Rankine de generación de potencia. Generación de vapor. Transferencia a procesos de T. baja.
	Escape de motor alternativo	315-600	
	Escape de caldera de vapor	230-480	
Baja (<230°C)	Hornos de secado/horneado	90-230	Climatización de espacios. Calentamiento de agua doméstica. Aumento de la T. de uso final.
	Condensación de vapor	50-90	
	Agua de enfriamiento de compresores de aire	30-50	

1.4 SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL

Dependiendo de las características de la fuente de calor que se vaya a aprovechar es conveniente el uso de un tipo de sistema u otro. A continuación, se exponen las principales tecnologías empleadas en la industria hoy en día [15].

1.4.1 ECONOMIZADOR

Es un intercambiador de tubos con aletas orientado a la recuperación de calor residual de media y baja temperatura para calentar líquidos. El sistema se localiza en los conductos de salida de los gases de escape y absorbe el calor residual de la corriente que atraviesa sus diferentes secciones. El líquido circula por el interior de los tubos, absorbiendo el calor que conducen las aletas antes de volver al ciclo.

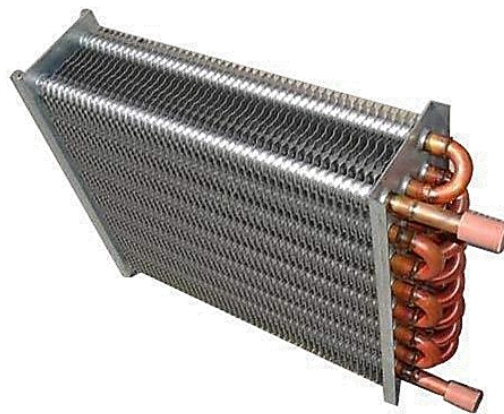


Figura 11. Economizador de tubos con aletas [16]

1.4.2 QUEMADOR REGENERATIVO Y RECUPERATIVO

Un quemador regenerativo está compuesto por dos quemadores, dos regeneradores con material refractario (normalmente óxido de aluminio), un sistema de flujos reversibles y válvulas asociadas. Mientras un quemador está en funcionamiento utilizando la mezcla proveniente de su regenerador, el otro quemador extrae los gases residuales y almacena la energía térmica. Cuando está suficientemente cargado se invierte el sentido del flujo.

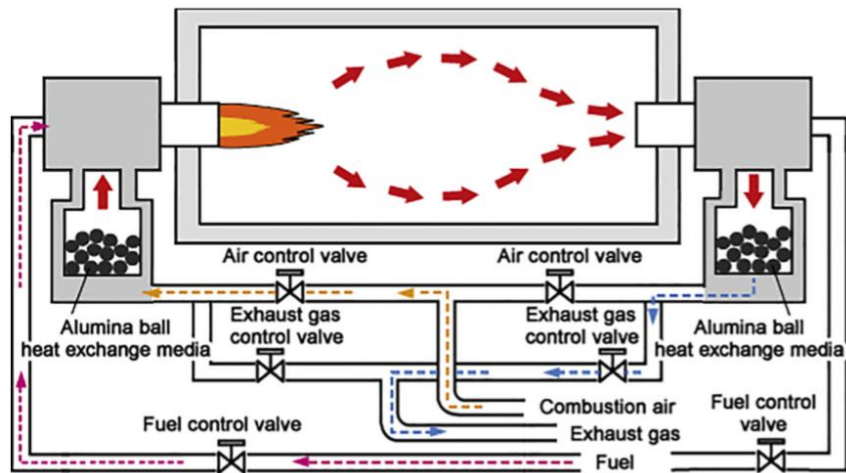


Figura 12. Quemador regenerativo [15]

Un dispositivo recuperativo en cambio permite recuperar parte de la energía de los gases de escape residuales a través de su bloque refractario integrado sobre un intercambiador metálico, precalentando a su vez el aire de entrada a la cámara de combustión.

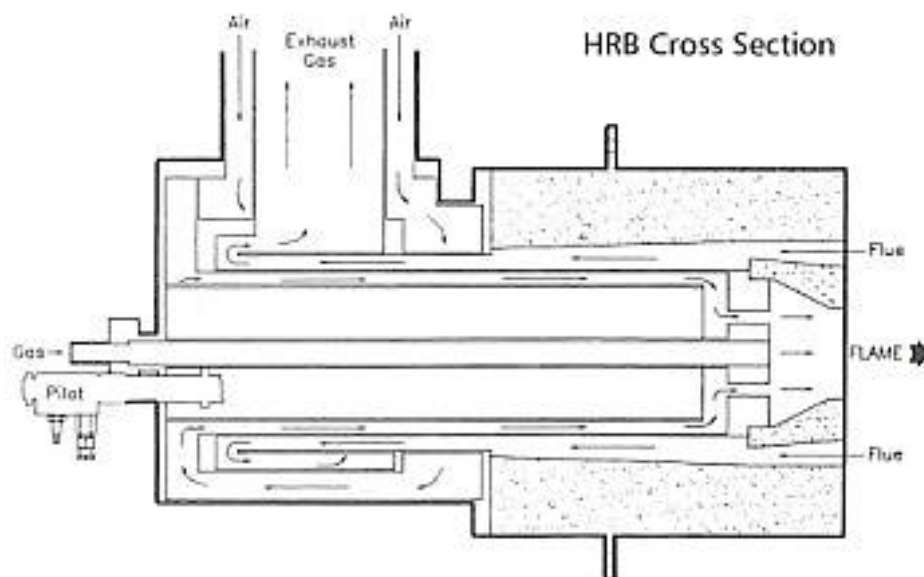


Figura 13. Quemador recuperativo [17]

1.4.3 INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS

Son los más utilizados en la industria. Es un sistema particularmente útil cuando se desea prevenir contaminación cruzada en el proceso. Lo constituyen un conjunto de tuberías recorridas por un fluido colocadas en paralelo dentro de un contenedor. Uno de los medios fluye por el lado de la carcasa, mientras que el otro lo hace por el interior de los tubos. No son adecuados para altas presiones, pues la diferencia entre el lado de alta y el de baja requiere de espesores de tubos muy elevados, lo que reduce por tanto su compacidad.

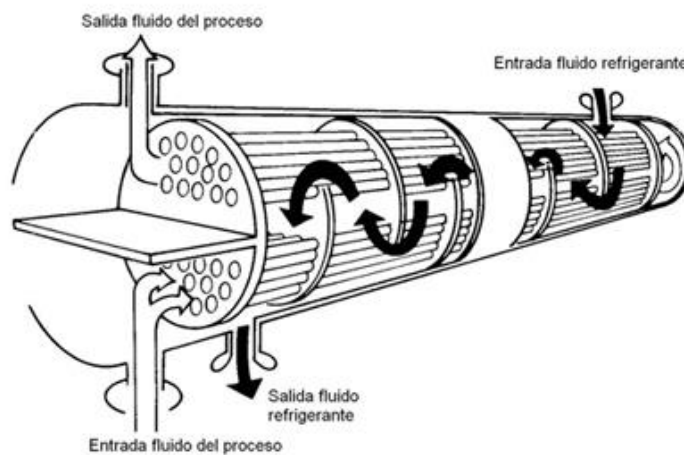


Figura 14. Intercambiador de carcasa y tubos [18]

1.4.4 RECUPERADOR

Es una tipología de intercambiador de calor fabricado en materiales metálicos o cerámicos, dependiendo de si trabajan con gases de escape de media o de alta temperatura, respectivamente. En esta tecnología los gases calientes se hacen pasar a través de una serie de tubos metálicos recorridos por aire atmosférico de entrada. De esta manera, el recuperador precalienta la mezcla de aire/gas, reduciendo la necesidad de aporte de energía en la combustión y con ello, el consumo de combustible. Los hay que transfieren el calor por convección, por radiación o por ambos métodos.

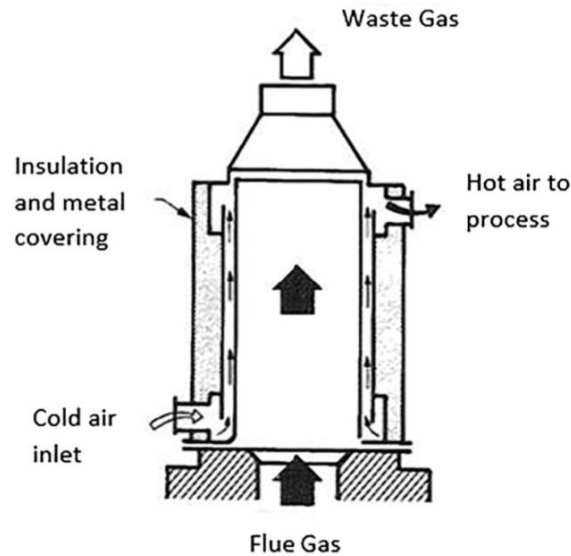


Figura 15. Diagrama de un recuperador metálico [15]

1.4.5 REGENERADOR

Almacena el calor residual en un material de alta capacidad calorífica que lo transfiere desde el conducto de gas caliente al de frío. Los regeneradores se utilizan en procesos de altas temperaturas como hornos de vidrio o de coque, y han sido utilizados comúnmente en los altos hornos de acero. Son particularmente adecuados para tratar escapes, sin embargo, pueden alcanzar grandes tamaños y suponer un coste de capital muy elevado. Los regeneradores rotativos siguen el mismo principio de funcionamiento que el tradicional, pero el calor entre los flujos caliente y frío es transferido a través de una rueda térmica porosa hecha de material cerámico. Al tener poros no se puede prevenir la contaminación cruzada, lo cual es una gran desventaja.

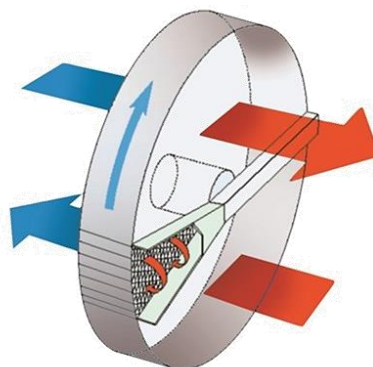


Figura 16. Regenerador rotativo [19]

1.4.6 INTERCAMBIADOR DE TIPO COMPACTO

Los de tipo compacto (densidades mayores a $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$) están diseñados principalmente para el intercambio entre gases que, al tener poca capacidad de transmisión de calor, se benefician de la elevada superficie de intercambio que ofrece el elemento. Otra ventaja es que no dejan pasar partículas contaminantes de un medio a otro. A este grupo pertenecen los intercambiadores de placas, placa con aletas, tubo con aletas y circuito impreso unidos por difusión (PCHE) [20].

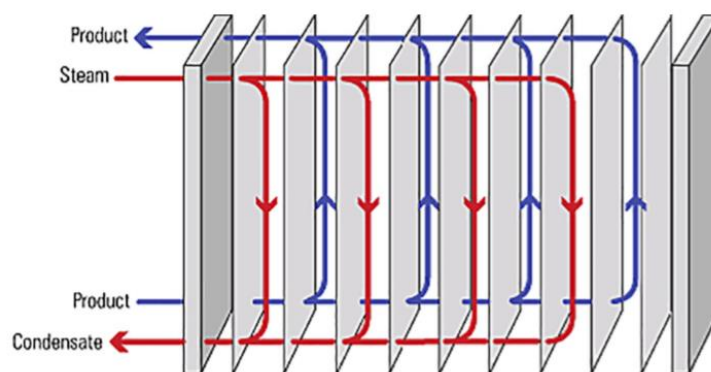


Figura 17. Esquema simplificado del principio seguido por los intercambiadores de placas [15]

Como se muestra en la Figura 17, los intercambiadores de placas están compuestos de un conjunto de placas metálicas finas, apiladas y encapsuladas en una armadura metálica. Los flujos (caliente/frío) se van intercalando entre las placas, que llevan impreso diferentes patrones para generar corrientes turbulentas y así mejorar el intercambio. Los intercambiadores PCHE siguen el mismo principio de funcionamiento, si bien al fabricarse por difusión permiten soportar presiones mucho mayores. Se hablará de ellos con más detalle en la sección 2.2.3 *Diseño de un ciclo sCO₂. Componentes*

1.4.7 TUBO DE VACÍO

En el tubo de vacío la radiación incide sobre su superficie absorbiendo el calor que transmite al fluido calo-portador, el cual se evapora y asciende hasta el intercambiador de calor situado en el extremo, donde cede la energía adquirida y baja de nuevo por el tubo para comenzar el ciclo. Es una tecnología actualmente en investigación, pero la creciente demanda y el desarrollo de nuevas tecnologías permitirán en poco tiempo reducir su coste.

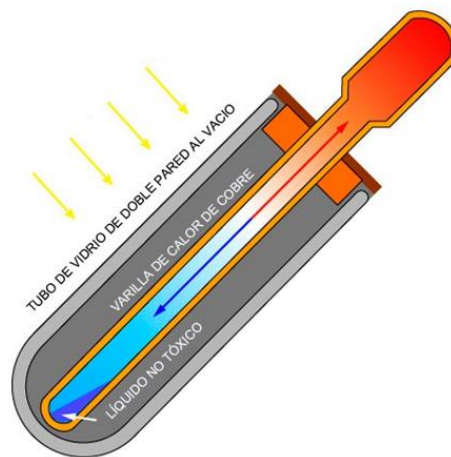


Figura 18. Tubo de vacío [21]

1.4.8 CICLOS TERMODINÁMICOS: RANKINE ORGÁNICO, KALINA

Como se explica en Costiuc et al. [22], a partir del uso de ciclos termodinámicos, se pueden diseñar sistemas de recuperación de calor residual directamente para generar energía eléctrica y mejorar la eficiencia energética del proceso. Se ha demostrado que, los ciclos termodinámicos que emplean fluidos orgánicos de trabajo constituyen una alternativa prometedora y económicamente viable para recuperar energía de las fuentes de media-baja temperatura (las menos explotadas en la actualidad).

El ciclo de Rankine Orgánico (ORC) funciona bajo el mismo principio que un Rankine básico (bomba, condensador, evaporador y generador) pero con fluidos orgánicos en lugar de agua o vapor. Se ha comprobado que el uso de fluidos orgánicos hace al sistema muy competente para trabajar con calor residual de baja temperatura y para generar potencia a partir de energía geotérmica, de biomasa y solar.

El sistema ORC consiste en un ciclo con un intercambiador de calor conectado a un conjunto evaporador/pre-calentador y, otro ciclo con un recuperador ligado al condensador. De esta manera, el intercambiador calienta el fluido intermedio que después circula por el evaporador y el pre-calentador. El fluido intermedio calienta el orgánico, convirtiéndolo en vapor sobre-calentado. Una vez en este estado de alta entalpía, se expande a través de la turbina, cuya rotación genera electricidad. A continuación, el vapor llega al recuperador y reduce su temperatura al tiempo que precalienta el fluido orgánico en una etapa posterior.

En el condensador, aire o agua de una fuente de enfriamiento externa condensa el vapor orgánico. Una vez que el líquido alcanza la bomba, el sistema se presuriza al nivel requerido y vuelve al comienzo del ciclo.

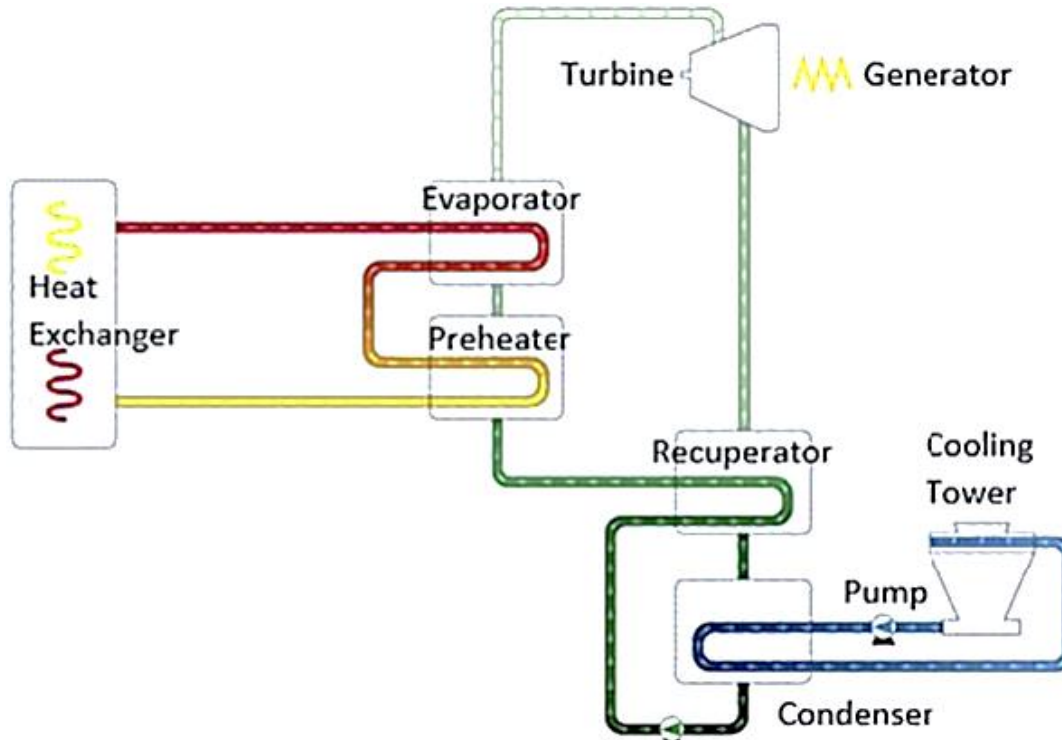


Figura 19. Diagrama de Ciclo de Rankine Orgánico (ORC) [23]

Mamun [24] demostró que los ciclos ORC ofrecen muchas ventajas cuando se comparan con los ciclos convencionales de turbina de vapor. Stefanou et al. [25] demostró que con el uso de ORC y una caldera HRSG se puede alcanzar una eficiencia cercana al 22%. La selección del fluido de trabajo es una tarea clave al considerar los ciclos ORC para procesos de recuperación de calor. Douvartzides y Karnalis [26] estudiaron 37 fluidos compuestos de distintas sustancias y demostraron que la elección de un tipo u otro es responsable del 6% de variación en la eficiencia de la planta y de un 13% de variación en consumo de combustible.

De manera similar a los ORC, los ciclos Kalina (Figura 20) son una variante del Rankine básico que utiliza una mezcla zeotrópica de agua y amoníaco en un ciclo cerrado para generar electricidad. El proceso consta de los mismos elementos que un Rankine más un recuperador y un separador. La diferencia entre un Kalina y un ciclo que utiliza un único fluido de

operación es que las temperaturas no se mantienen constantes durante la ebullición a presión constante y esto resulta en una mayor eficiencia al permitir un mayor acercamiento en los perfiles de temperatura.

En un ciclo con un solo fluido, éste se calienta uniformemente hasta la temperatura de evaporación, a la que se genera un vapor supercrítico o sobrecalentado. Sin embargo, en una mezcla de fluido como el que recorre un ciclo Kalina, la temperatura del fluido se incrementa de forma separada durante la evaporación porque cada componente de la mezcla tiene puntos de ebullición distintos. Esto resulta en un mejor ajuste de perfil térmico con el evaporador y el condensador (Figura 21). Los ciclos Kalina ofrecen mejores resultados cuando el calor a recuperar es de media y alta temperatura.

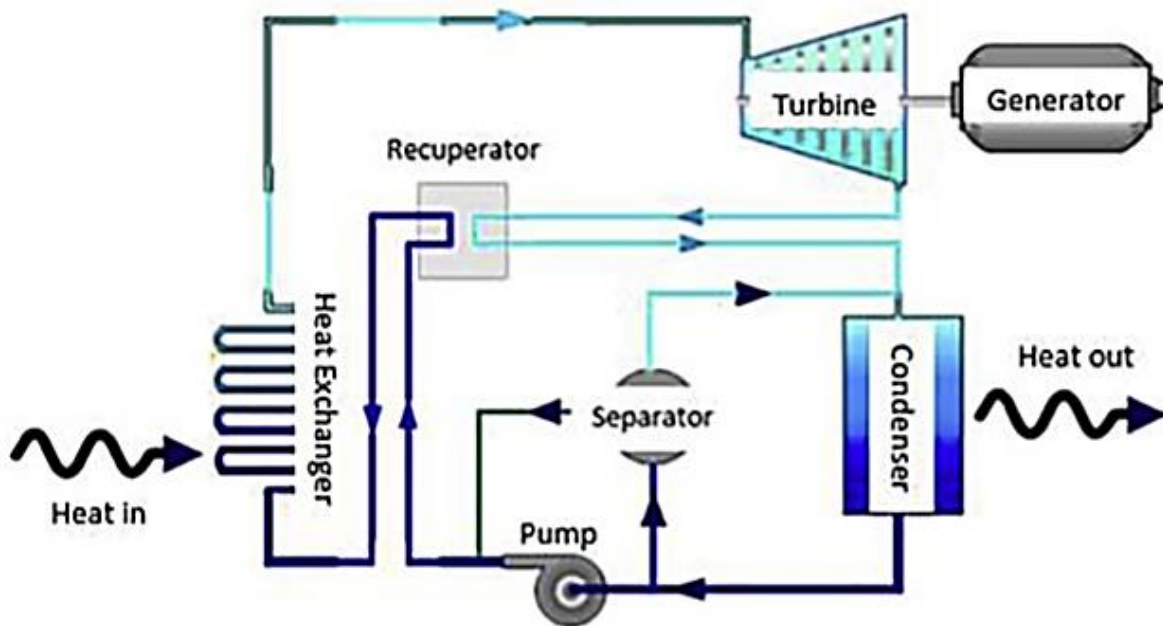


Figura 20. Configuración de un ciclo Kalina con recuperador y separador [15]

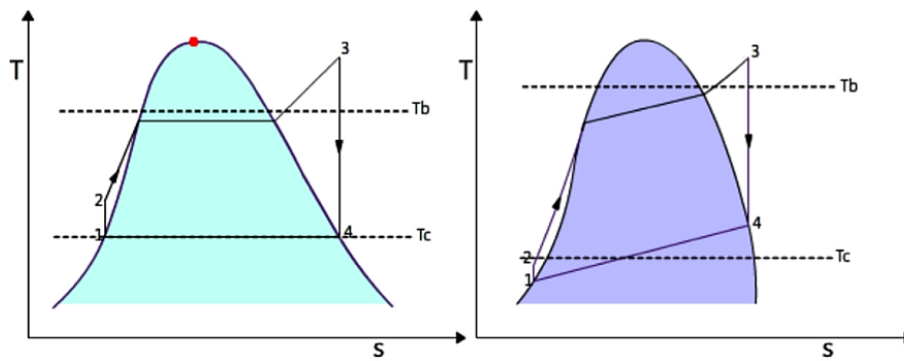


Figura 21. Comparación de diagramas T-s de un Rankine (izq.) y un Kalina (dch.) [15]

1.4.9 BOMBA DE CALOR

Una bomba de calor es un dispositivo termodinámico que almacena y transfiere energía de una fuente de calor a un sumidero usando una pequeña cantidad de energía. Según la tipología, recogen calor del aire, agua o suelo. El sistema se basa en el mismo principio de los refrigeradores y aires acondicionados, sin embargo, para producir aire o agua caliente emplean un refrigerante que extrae calor de una fuente y lo transfiere a un evaporador. Luego se entrega a un compresor para producir gas a alta presión y temperatura y se envía al condensador. Las bombas de calor son adecuadas para la recuperación de calor de baja temperatura, pues permiten aumentar la temperatura del calor residual y así hacerlo útil para reducir el aporte de energía de un sistema, mejorando su eficiencia.

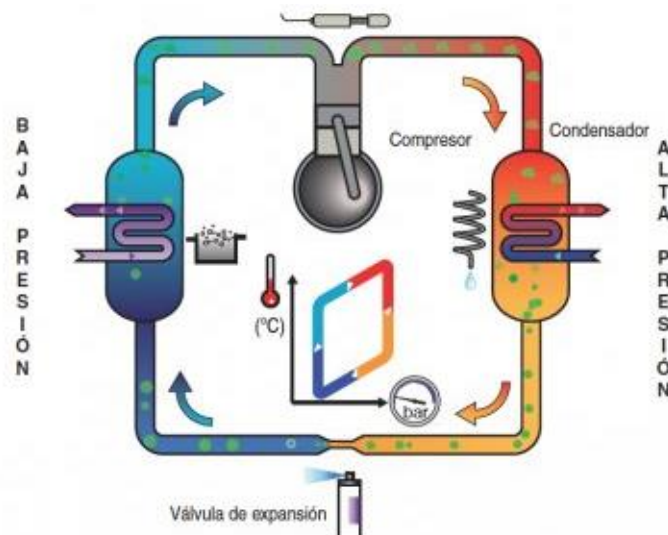


Figura 22. Esquema de funcionamiento de una bomba de calor [27]

1.4.10 DISPOSITIVOS DE CONVERSIÓN DIRECTA.

Hay ciertos sistemas que producen energía eléctrica a partir de calor residual directamente, sin necesidad de convertir la energía térmica a mecánica previamente. Estas tecnologías conllevan el uso de elementos termoelectricos, piezoelectricos, termiónicos y termofotovoltaicos. Los materiales termoelectricos se basan en el efecto Seebeck según el cual, al someter dos semiconductores diferentes a un diferencial de temperatura, se crea un voltaje de un material al otro.

Esta tecnología fue descubierta hace tiempo, en la década de 1820, pero no se ha popularizado por su elevado coste y bajas eficiencias (2-5%). Los avances en nanotecnología desde entonces han permitido rozar eficiencias del 15% por lo que se prevé que esta alternativa tenga un papel importante en el futuro de la generación a partir de flujos de calor de media y alta temperatura.

Por otro lado, los dispositivos piezoelectricos tienen la capacidad de transformar la energía mecánica de vibraciones en energía eléctrica. Esta propiedad se puede usar para generar voltaje de la contracción y expansión de gases. Esta tecnología se enfrenta aún a una serie de retos términos relativos a su complejidad, ineficiencia (menos del 1%) y costes desproporcionados. Aún así, se considera que alberga mucho potencial en la conversión de corrientes de calor de baja temperatura.

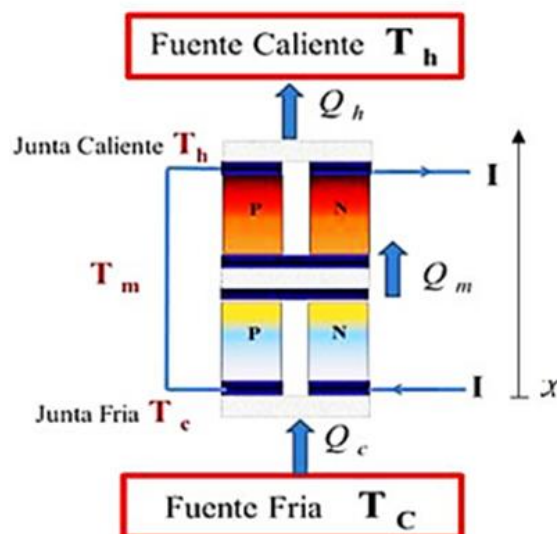


Figura 23. Principio de funcionamiento de un material termoelectrico [28]

1.5 OBJETIVOS GENERALES

Una vez explicado el panorama energético actual, los principios de la recuperación de calor residual, la importancia que tiene en el futuro de la generación y las técnicas y limitaciones tecnológicas actuales para llevarse a cabo, se cuenta con lo necesario para introducir el objetivo fundamental del presente trabajo.

El proyecto cubre una metodología relativamente reciente de recuperación de calor residual, que implica la sustitución del ciclo Rankine un ciclo combinado tradicional (compuesto por un ciclo de gas Brayton y un Rankine con turbina de vapor), por un ciclo Brayton recorrido por CO₂ en estado supercrítico.

Esta aplicación se llevará a la práctica en las tres escalas explicadas en la sección 2.1.1: microturbinas de gas (< 100 kWe), pequeñas turbinas de gas (< 40 MWe) y turbinas de centrales (< 350 MWe).

Se estudiarán distintas configuraciones de ciclos sCO₂ para cada modelo y se escogerá el ciclo combinado que reúna las mejores características en cuanto a eficiencia, simplicidad y respuesta a las necesidades de mercado descritas en el epígrafe 2.2.4.

Para el caso de estudio, se dimensionarán los intercambiadores de calor, tipo PCHE, así como las tuberías. Para el dimensionado de los intercambiadores se empleará un código propio explicado en detalle más adelante, mientras que para el diseño de tuberías se seguirán estándares habituales.

Finalmente se realizará una evaluación económica y un análisis de sensibilidad en un intento por reducir la inversión, y se plantearán otras opciones para futuros desarrollos.

Capítulo 2. ESTADO DE LA TÉCNICA

A lo largo de los últimos 10 años, el mercado energético ha experimentado grandes cambios debido a la creciente penetración de la energía eólica y en menor medida fotovoltaica, que suponen un recurso no gestionable de energía. Esto ha obligado a los ciclos combinados a adaptarse en su manera de operar. Hace no demasiados años, las turbinas de gas se empleaban en ciclos combinados como tecnología de aporte base mientras que hoy en día, debido a las renovables, trabajan como unidades de respaldo de la energía eólica en busca de flexibilidad y rapidez de respuesta.

El nuevo paradigma de los ciclos combinados ha llevado a un cambio radical en la manera en que las turbinas son diseñadas. Hace menos de 20 años, cada mejora implementada en el diseño se centraba casi exclusivamente en aumentar la eficiencia de la conversión energética. Hoy en día esto sigue siendo un objetivo del diseño de turbinas, pero diluido en la necesidad de incrementar la velocidad de arranque y de respuesta, lo que típicamente implica problemas de equilibrio que afectan a las presiones de los intercambiadores. Es por ello que, los fabricantes de turbinas y otros especialistas están investigando también distintas configuraciones y dispositivos de transmisión de calor que reaccionen mejor ante los cambios inesperados de demanda [29].

Al mismo tiempo, con los nuevos objetivos de diseño, la operación y el mantenimiento de las plantas ha dado un giro en otra dirección. A medida que el mercado se vuelve más competitivo, la presión en los costes de producción y mantenimiento impulsa políticas más conservadoras de producción. Ya no sólo se buscan diseños robustos y seguros, sino compactos, duraderos y, a ser posible, baratos. Factores que se mantendrán presentes en la búsqueda de soluciones del proyecto.

2.1 CICLO DE CABEZA

No fue hasta finales del 1800 cuando se empezaron a alumbrar pueblos y ciudades con electricidad de alto voltaje producida en plantas de generación a gran escala. Hoy en día estas centrales se han diversificado en múltiples formas y tamaños, alimentadas por distintas fuentes de energía.

Las plantas de energía térmica utilizan calor aplicado a distintos ciclos para generar electricidad. En el ciclo de vapor, también conocido como ciclo Rankine, reacciones nucleares o de combustión de carbón, gas, petróleo o madera calientan el agua de una caldera para generar vapor que hace rotar los álabes de una turbina. Esta a su vez transmite el giro a un generador, produciendo la electricidad que llega a los consumidores por las líneas de transmisión. Una vez atravesada la turbina, el vapor se condensa en agua líquida y se impulsa de nuevo a la caldera, repitiendo el ciclo.

Los sistemas de vapor son robustos, de grandes dimensiones y ampliamente utilizados, pues constituyen un 70% de la generación de electricidad mundial. Debido a las limitaciones del Segundo Principio su eficiencia no supera el 48% en el mejor de los casos (centrales ultrasupercríticas), siendo habitual el 38%, por lo que necesitan grandes cantidades de agua de refrigeración.

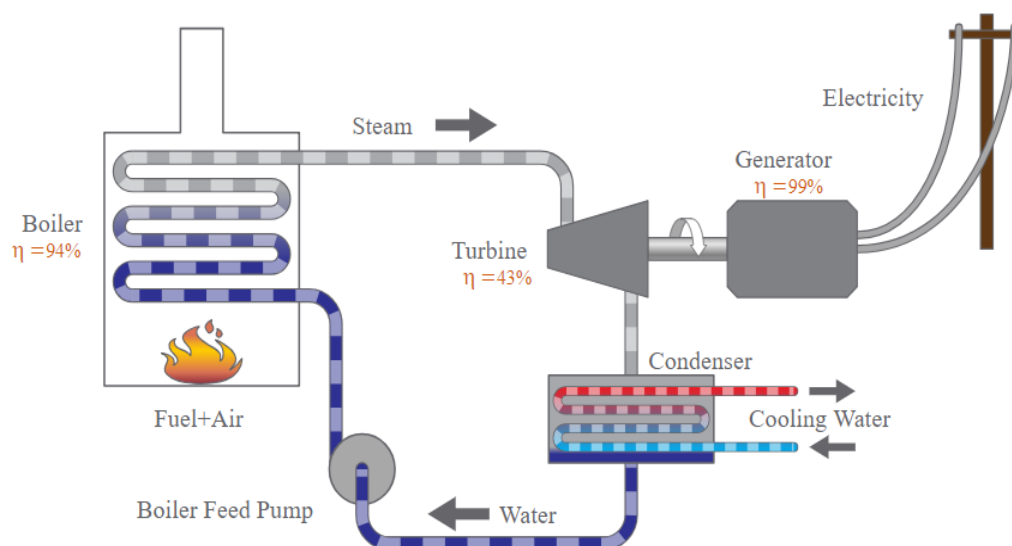


Figura 24. Esquema de ciclo Rankine básico [5]

Otra alternativa consiste en un ciclo simple o abierto, conocido como ciclo Brayton. En este caso, aire atmosférico atraviesa un compresor antes de entrar a la cámara de combustión, donde reacciona con el combustible empleado (típicamente gas natural) generando gases de alta temperatura que luego se expanden a través de la turbina. Al igual que en el ciclo Rankine, el eje de la turbina rota y transmite el giro a un alternador, produciendo electricidad. La principal desventaja es que, al salir de la turbina, los gases siguen teniendo una elevada temperatura, convirtiendo en electricidad únicamente un tercio del total de la energía suministrada.

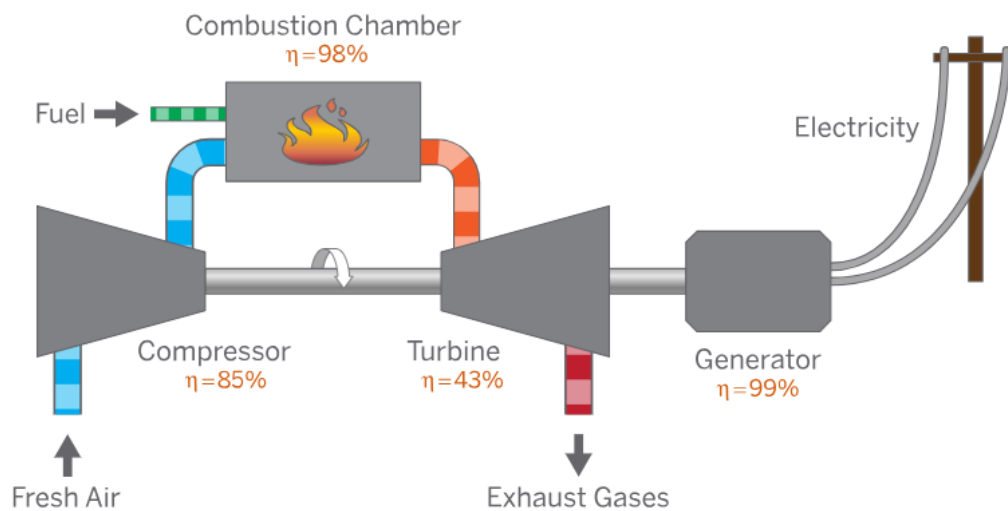


Figura 25. Esquema de un ciclo Brayton Simple [5]

Si la temperatura de los gases de salida de la turbina es mayor que la temperatura del aire a la salida del compresor, se puede aprovechar esta diferencia de temperaturas para precalentar los gases de entrada a la cámara de combustión en un regenerador. Es lo que se conoce como Brayton regenerativo. El trabajo neto desarrollado es el mismo que en el Brayton simple pero, al requerirse menos calor de adición para elevar la temperatura en la cámara de combustión, se obtienen mejores eficiencias térmicas.

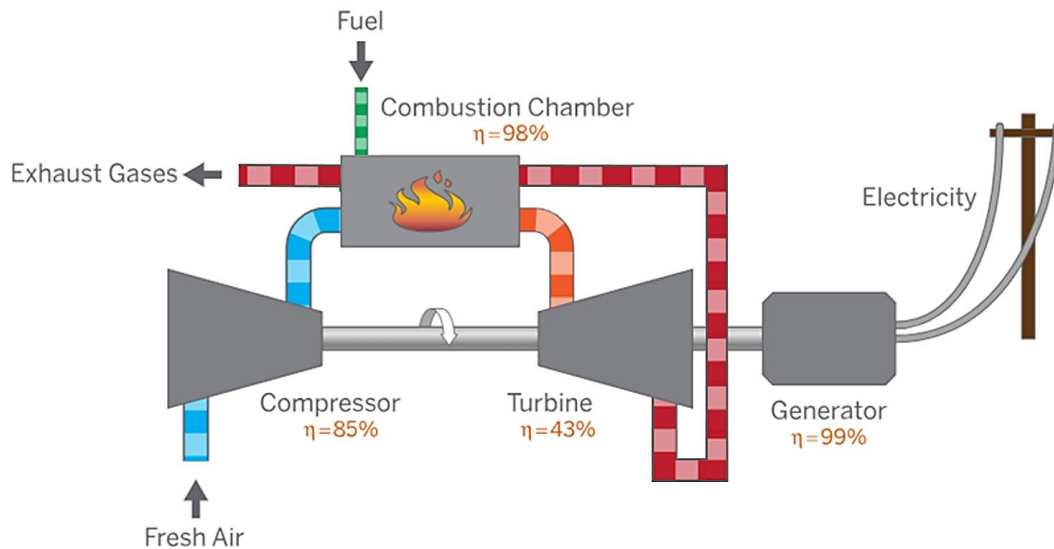


Figura 26. Esquema de un ciclo Brayton Regenerativo

Una manera de aprovechar la energía calorífica de los gases de escape es a través de los ciclos combinados. Un ciclo combinado simple o tradicional no es más que un ciclo Brayton (ciclo de cabeza) al que se le acopla un ciclo Rankine (ciclo de cola). La energía térmica del fluido caliente que abandona la turbina de gas se emplea para calentar agua y generar vapor en un recuperador (HRSG) con el que se alimenta la turbina de vapor del ciclo Rankine generando así un extra de electricidad. La eficiencia de estos sistemas supera el 50% y libera al medio una cantidad de calor considerablemente inferior.

Variantes de los ciclos Rankine para la recuperación de calor residual son los que utilizan otros fluidos como los ya comentados en 1.4

Sistemas de recuperación de calor residual o los recorridos por fluidos en estado supercrítico como el CO_2 , objeto de análisis en este proyecto.

Si en lugar de utilizar el calor residual del ciclo Brayton para generar más electricidad, se pone a la venta para otros usos, entonces se consideran sistemas de cogeneración. Lugares

con climas fríos como Boston o Dinamarca emplean sistemas que transportan este calor residual de edificio en edificio para suministrar servicios de calefacción local en los distritos.

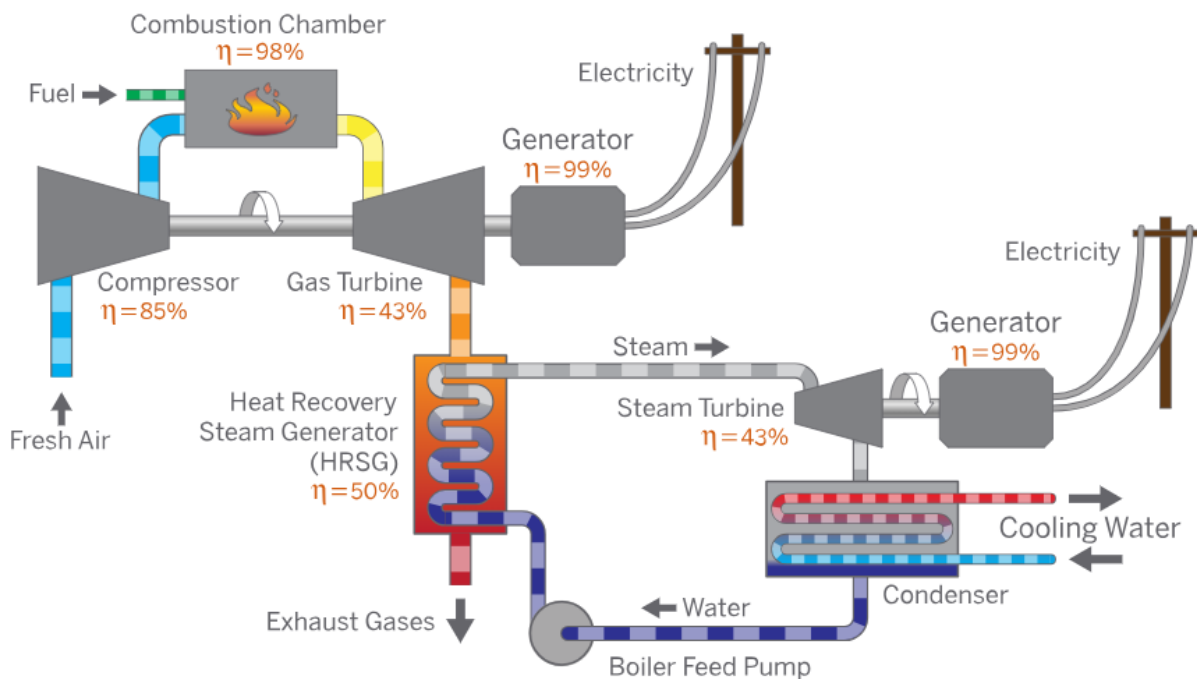


Figura 27. Ciclo Brayton con ciclo Rankine de recuperación (ciclo combinado) [5]

El objetivo en todo momento es aprovechar el máximo posible de la energía generada, pues desde el punto de generación hasta su uso práctico, se producen grandes pérdidas. Las centrales de generación tienen una eficiencia media del 35%. Bombas, compresores, ventiladores, mantenimiento y otros procesos consumen en torno al 5% para la generación. La eficiencia de la transmisión es del 90% y una bombilla incandescente tradicional tiene menos de un 5% de eficiencia².

Todas estas pérdidas acumuladas llevan a un aprovechamiento final de menos del 1.6% de la energía total generada. La energía restante se deshecha en el ambiente en forma de gases

² Sólo el 5% de la energía térmica liberada cae dentro del espectro visible.

calientes de escape, agua que retorna caliente a su curso hidrográfico y en forma de calor irradiado.

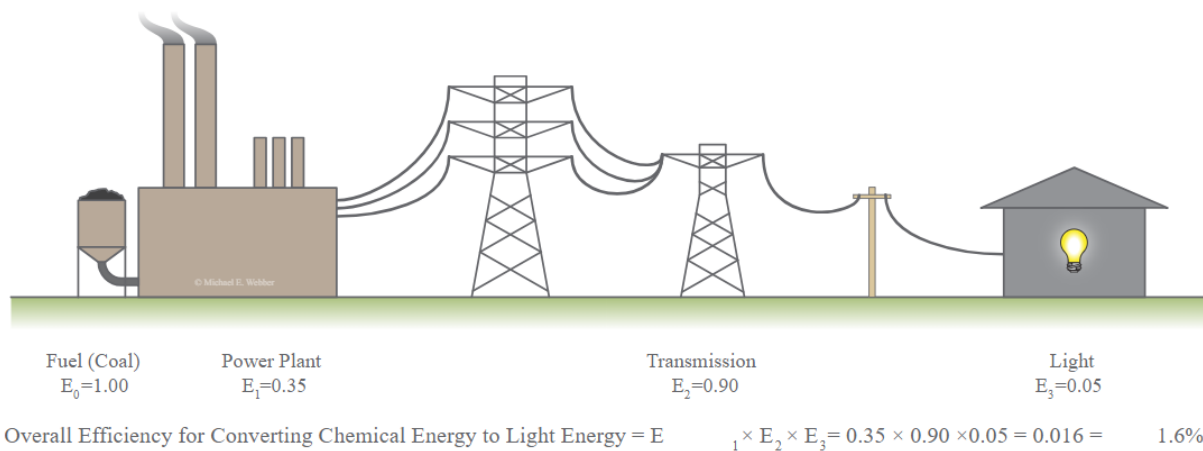


Figura 28. Pérdidas del proceso de generación y transmisión de electricidad [5]

Además del consumo energético necesario para su operación, irónicamente la mayoría de las centrales eléctricas requieren electricidad simplemente para ponerse en funcionamiento. Un “black start” es el proceso por el que se reestablece el funcionamiento de una central sin necesidad de energía proveniente de fuentes externas. Si tuviera lugar un corte en la red eléctrica que apagara las plantas de generación, sólo las hidroeléctricas y pequeños motores diésel tendrían la capacidad para reestablecer la red.

Centrales como las de ciclos combinados requieren en torno al 10% de energía de su capacidad total para recuperar su funcionamiento normal y generar electricidad de nuevo. Este es otro de los aspectos de mejora en proceso de investigación y desarrollo.

2.1.1 TURBINAS

El presente y futuro de la generación de potencia distribuida a partir de energía térmica se sostiene sobre pocos tipos de tecnología:

- Motores de combustión
- Turbinas de gas
- Microturbinas
- Turbinas de vapor

- Turbinas de centrales de ciclos combinados

Una manera de determinar la eficiencia de una planta es a través del consumo específico de calor que compara la cantidad de combustible se necesita para generar 1 kWh de electricidad. Por consiguiente, un consumo específico bajo indica un alto rendimiento.

Cada tecnología se caracteriza por un rango de consumo específico determinado, y éste a su vez varía en función del combustible que se emplee. Como se observa en la Figura 29, una turbina de gas tiene menor consumo que una de fuelóleo (*Petroleum* en la Figura). Y un ciclo combinado de fuelóleo consume más que uno de gas natural, siendo ésta la tecnología más eficiente [5].

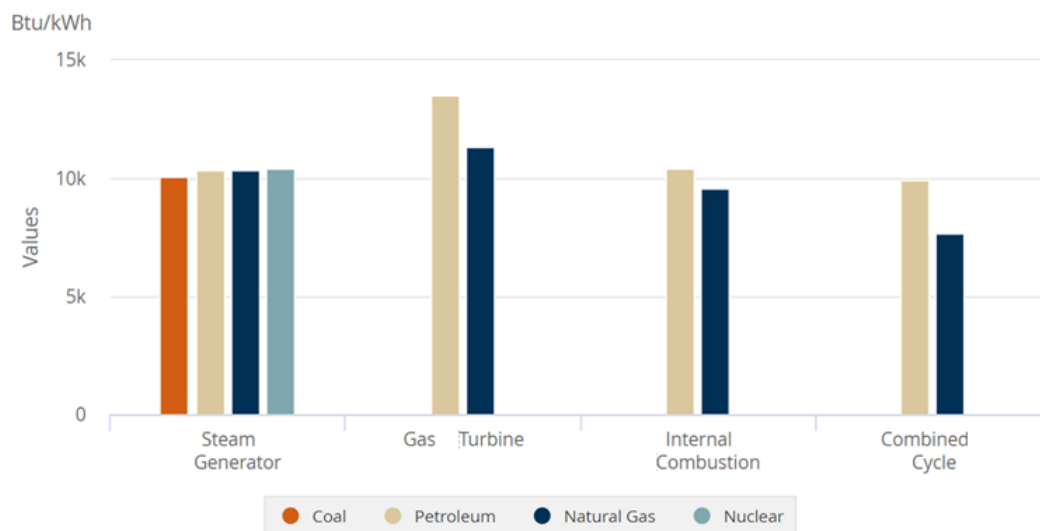


Figura 29. Consumo específico de calor según la tecnología y el combustible (2014) [5]

A continuación, se van a describir las tecnologías que se evalúan en el presente proyecto, esto es, los distintos tipos de turbinas que se comparan como generadores de potencia en el ciclo Brayton de cabeza.

2.1.1.1 Turbina de gas industrial (sT)

Las turbinas de gas para aplicaciones de generación distribuida se presentan con tamaños desde algunos cientos de kW hasta alrededor de 50 MW. Producen calor de alta temperatura que es empleado en la generación de vapor para consumo propio o en configuraciones de ciclo combinado para aplicaciones de generación adicional de potencia. Las turbinas de gas

pueden diseñarse para quemar fuelóleo, gas natural o una configuración dual con ambos. Las emisiones de estas turbinas se pueden mantener controladas a niveles bajos con inyecciones de agua o vapor, técnicas avanzadas de combustión seca o tratamientos de gases de escape con catalizadores (SCR).

Por otro lado, los gastos de mantenimiento por unidad de potencia generada se encuentran entre los más bajos dentro de las tecnologías comentadas. Todos estos factores hacen de las turbinas de gas, una opción idónea en aplicaciones industriales o comerciales de cogeneración con una producción superior a 5MW. No obstante, el desarrollo tecnológico en este campo permitirá reducir el tamaño de estas turbinas industriales manteniendo buenas prestaciones.

Una ventaja a destacar de las turbinas de gas industriales en ciclos Brayton, es que el gas liberado tiene la suficiente temperatura como para ser utilizado directamente en otro proceso o a través de un recuperador de calor que lo aproveche para generar vapor o agua caliente. Además, como es un gas rico en oxígeno, puede incluso ser empleado como alimentación suplementaria en una combustión adicional (post-combustión) [1].

2.1.1.2 Microturbina (μT)

Las microturbinas son una evolución de la tecnología usada en los turbocompresores de automóviles y camiones y de las unidades de potencia auxiliares de aviones y tanques. Se trata de pequeñas turbinas de combustión en un rango de entre 30 y 250 kW. El eje de la turbina transmite el giro de hasta 100.000 rpm a un generador de alta velocidad, con lo que se produce electricidad de alta frecuencia que luego ha de convertirse a los 50 ó 60 Hz utilizados en la red, a través de sofisticados controles de electrónica de potencia, con un rendimiento del 90%. Empleando un recuperador que transfiera el flujo de escape de vuelta a la cámara de combustión, las microturbinas pueden alcanzar una eficiencia eléctrica del 23-26%, llegando al 16% en caso de no emplear regenerador.

Esta tecnología presenta un tamaño compacto y ligero, con pocos elementos móviles. Algunos diseños son enfriados por aire y otros presentan cojinetes de aire, por lo que no requieren de agua de enfriamiento ni aceites lubricantes.

En la actualidad se están desarrollando sistemas de combustión de baja emisión que se aproximen más a los valores de emisiones de las turbinas de gas de mayor tamaño. Microturbinas con un perfil de bajas emisiones, poco mantenimiento y simplicidad harán mucho más competitiva la generación distribuida en el rango de 30 a 300 kW, perfecta para abastecer edificios comerciales y pequeñas aplicaciones industriales. Microturbinas en cogeneración se diseñan típicamente para la recuperación de agua caliente o vapor de baja presión [1].

2.1.1.3 Turbina de gas de ciclo combinado (ccT)

Este tipo de turbinas constituyen el sistema de generación de potencia a partir de gas natural más limpio y eficiente. Además, se complementa muy bien con las energías renovables debido a su excelente rapidez de respuesta ante variaciones en la demanda. La temperatura de entrada en turbina es un factor que está directamente relacionado con el rendimiento de esta tecnología y es por ello una característica crítica que se ha ido desarrollando desde los primeros diseños en 1980. Aquellos modelos permitían una temperatura de entrada de hasta 1150°C, mientras que hoy en día pueden alcanzar casi los 1700°C, con el aumento de rendimiento que eso supone (más del 50%).

Gracias a su compactidad y diseño robusto tienen pocos gastos de mantenimiento y son fáciles de controlar, lo que las hace fiables y económicamente atractivas tanto para generación industrial (con una potencia de salida a partir de 50 MW) como para propulsión mecánica y cogeneración [30].

2.2 CICLO DE COLA

2.2.1 POTENCIAL DE LOS sCO₂

Los ciclos de potencia con fluidos en estado supercrítico pueden operar tanto en la región de líquido como en la supercrítica, pero sin cruzar a la región de dos estados líquido-gas. El fluido se bombea como un líquido, se calienta a presión constante, se expande en el estado supercrítico y se disipa calor a presión constante³.

La elección de CO₂ supercrítico (sCO₂) para un ciclo de potencia atiende a dos razones. La primera es que un ciclo de potencia que use un fluido supercrítico puede aumentar la eficiencia del ciclo gracias a las ventajas que ofrece las propiedades de un fluido cerca de su región crítica (reducido volumen específico). La segunda razón es que el CO₂ tiene una temperatura crítica cercana a la temperatura del ambiente (31°C), lo que permite a los ciclos sCO₂ tener acopladas un amplio rango de fuentes de calor y poder operar con temperaturas de rechazo de calor cercanas al ambiente [9].

El ciclo Brayton es muy atractivo como sistema de conversión de energía gracias a su relativa simplicidad y compacidad. Sin embargo, en un ciclo Brayton clásico, el compresor consume una cantidad significativa de la energía producida en la turbina. Cuando se trabaja con un gas ideal (aire o Helio) este problema se intenta compensar alcanzando elevadas temperaturas en la entrada de la turbina. Otra manera de resolver el problema del excesivo consumo del compresor es cambiando el fluido de trabajo. Usando CO₂ en estado supercrítico el volumen específico disminuye y, con ello, el trabajo de compresión necesario (a un 20% de la turbina).

Como se comentaba, la característica más destacable de los ciclos sCO₂ respecto a los Rankine es probablemente su compacidad. En la Figura 30 se puede apreciar una comparación de los distintos tamaños de los equipos en función del fluido de trabajo. Otra ventaja es que los flujos másicos de un ciclo CO₂ son menores que los que se necesitan en

³ Técnicamente hablando se puede distinguir entre ciclos supercríticos y transcíticos. En los primeros, tanto la presión de alta como la de baja son superiores a la crítica; en los segundos la presión de baja es inferior a la crítica, es decir, se cede calor por condensación. En este Proyecto “supercrítico” se aplica en este sentido, es decir, disipando el calor a una presión superior a la crítica.

ciclos de potencia que utilizan otros fluidos. Menos flujo másico implica menos inercia térmica, lo que supone mayor rapidez de reacción a transitorios.

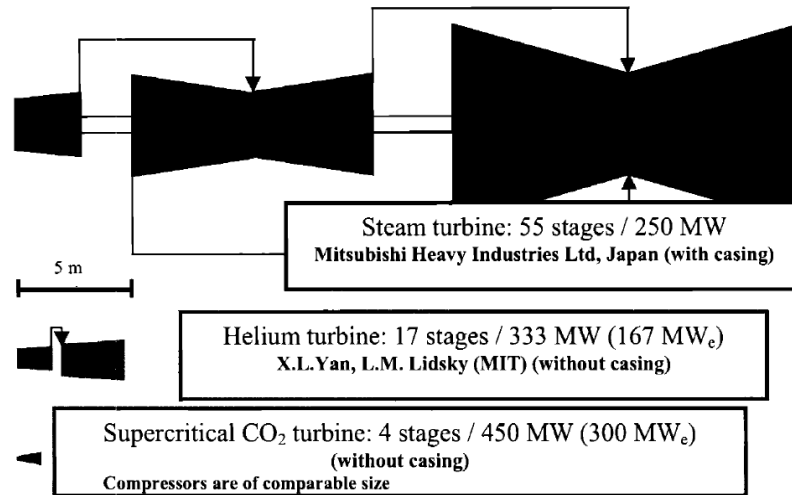


Figura 30. Tamaños de turbinas de distintos ciclos [31]

Sin embargo, estos ciclos tienen propiedades que resultan menos favorables. El proceso de preenfriamiento (precooling), por ejemplo, es bastante complejo. Si la presión de baja del ciclo se acerca a la crítica (unos 75 bar), el calor específico del CO₂ experimenta un brusco incremento a bajas temperaturas (véase Figura 31), dificultando la transferencia de calor.

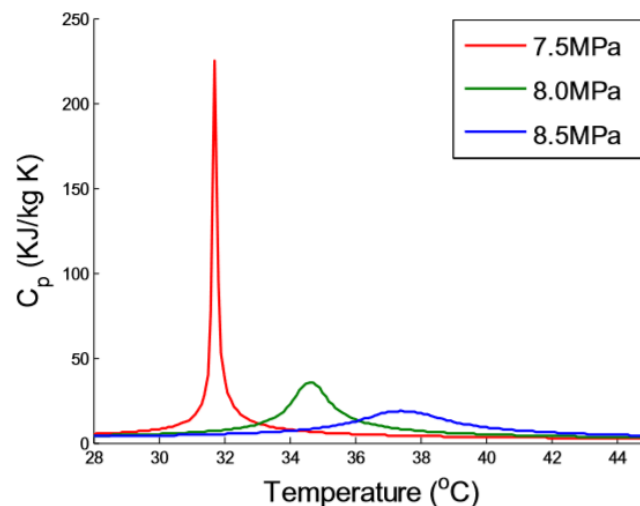


Figura 31. Variación del calor específico del CO₂ cerca de su punto crítico [32]

Además, este valor de calor específico tan alto implica que la cesión de calor en el CO₂ ocurre a temperatura casi constante, por lo que el salto térmico en el agua del preenfriador está limitado, exigiendo emplear grandes caudales, con el consiguiente aumento del trabajo de bombeo. Estos problemas se pueden resolver incrementando la presión de aspiración del compresor a 85 bar, siendo este un valor razonable para conseguir un equilibrio entre eficiencia y variación de las propiedades del CO₂ supercrítico [33].

Los ciclos de sCO₂ plantean además ciertas dificultades a la hora de conseguir un intercambio de calor óptimo entre las corrientes de gas a ambos lados del recuperador. El proceso de recuperación de calor es complejo porque, en un rango de temperaturas entre 70-150 °C, el calor específico del CO₂ es sustancialmente superior a presiones mayores. Las configuraciones recuperativas son muy eficientes, pero trabajan con valores muy próximos al punto crítico, lo que complica el ajuste de los perfiles de las temperaturas. Es por ello que se emplea el ciclo de re-compresión, donde se divide el recuperador en dos para mejorar su efectividad: uno para altas temperaturas (HTR), con el mismo flujo másico en ambas corrientes, y otro para bajas temperaturas (LTR), con menor flujo másico en el lado de alta presión, logrando así que el LTR quede equilibrado (mismo acercamiento de temperaturas tanto a la entrada como a la salida).

Otras configuraciones que se han estudiado con resultados favorables se observan en la Figura 32. Son los ciclos de pre-compresión y los de enfriamiento/calentamiento parcial.

El de pre-compresión muestra una eficiencia del 42%, siempre que la presión de alta sea superior o igual a 100 bar mientras que el de re-compresión tiene potencial para alcanzar una eficiencia superior al 46%, pero siempre que la presión de alta supere los 200 bar.

El de enfriamiento parcial muestra eficiencias similares a 100-150 bar, pero con el gasto de un compresor extra. Los efectos de interrefrigeración y recalentamiento en la eficiencia de los ciclos sCO₂ también se ha estudiado, pero no se ha concluido que supongan una mejora significativa comparable a la de los otros diseños destacados [34].

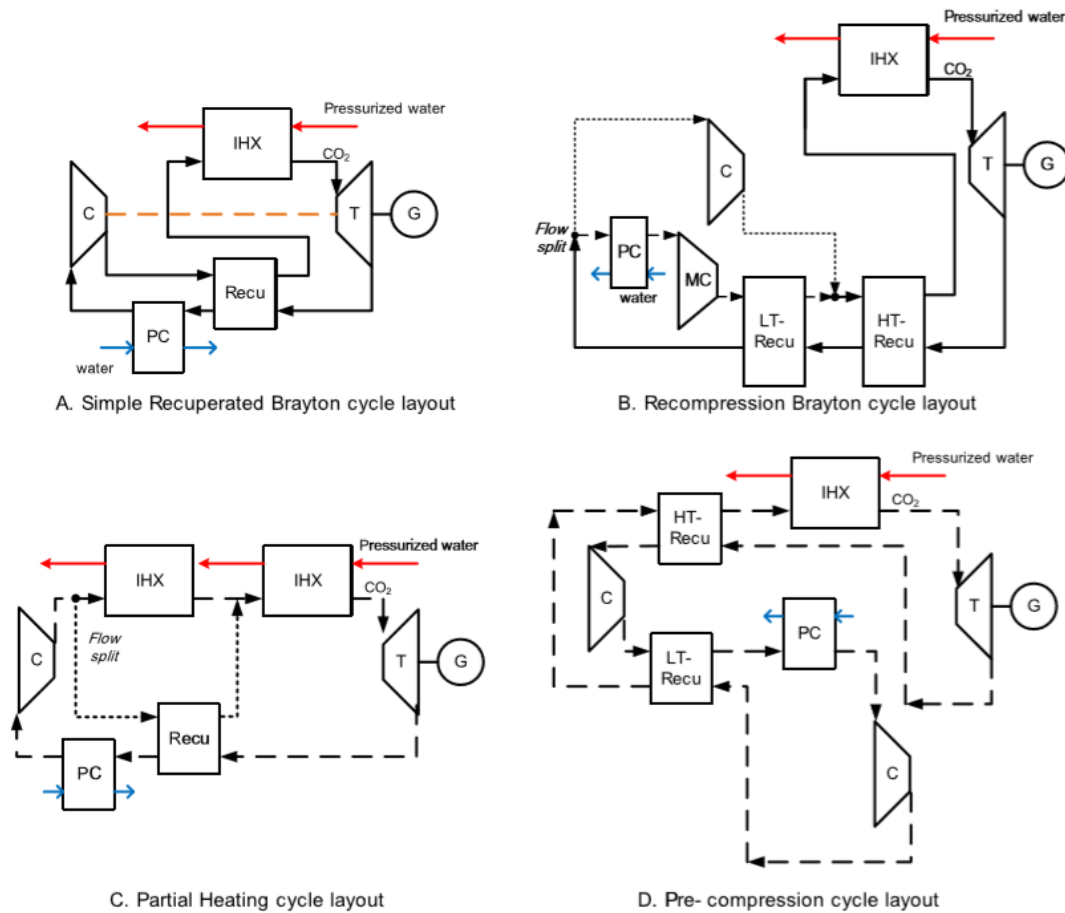


Figura 32. Configuraciones comunes de ciclos de cola sCO₂ [32]

2.2.2 ESTUDIOS PREVIOS DE CICLOS sCO₂

En la década de 1960, Feher y Angelino [35] estudiaron las propiedades de varios gases buscando determinar el más apropiado para un ciclo termodinámico supercrítico y descubrieron el potencial del dióxido de carbono. Sus análisis probaron que los ciclos con CO₂ supercrítico ofrecían características muy convenientes: gran eficiencia térmica, una proporción de volumen/potencia pequeña y pocos problemas de cavitación o corrosión. El artículo propone usar estos ciclos para generación de potencia tanto terrestre como espacial, y como sistema de propulsión en naves marítimas.

Cuatro décadas más tarde, Dostal hizo un resumen de los avances en los ciclos de generación de dióxido de carbono supercrítico [31]. Llevó a cabo un análisis sistemático y

multiparamétrico de optimización de ciclos Brayton $s\text{CO}_2$ para la generación de potencia en reactores nucleares avanzados (Generación IV). Su análisis mostró que el ciclo de recompresión mostrado en la Figura 33 era el mejor diseño posible, debido a su simplicidad, compacidad, coste y eficiencia térmica. Con este mismo diseño se estudiaron distintas temperaturas de entrada a turbina (550, 650 y 700°C) obteniendo eficiencias del 45.3, 50 y 53%, respectivamente.

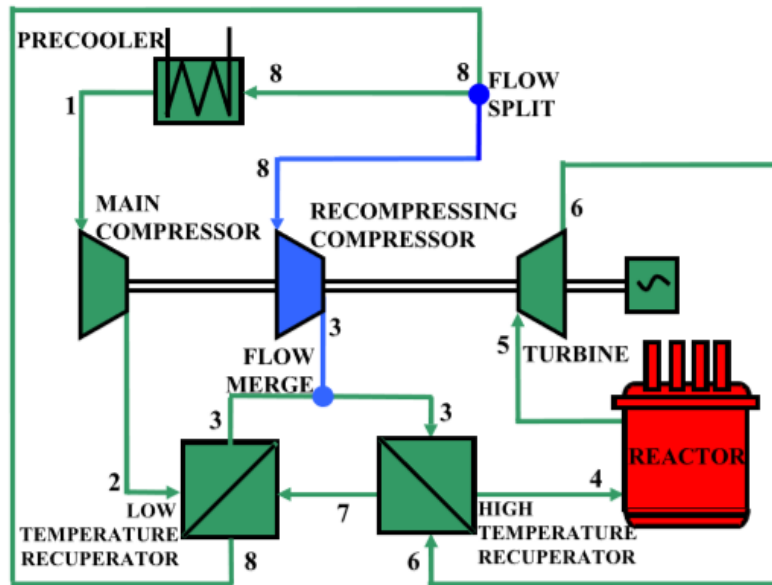


Figura 33. Ciclo de recompresión estudiado por Dostal [36]

Más adelante, Driscoll [37] presentó un informe de costes de un ciclo Brayton con CO_2 supercrítico conectado indirectamente a un reactor de cuarta generación. Para evaluar la competitividad económica del ciclo de CO_2 , Driscoll realizó estimaciones de coste con un reactor similar acoplado a sistemas directos e indirectos de ciclos Brayton de Helio y ciclos Rankine convencionales. El análisis mostró ahorros del orden del 10% en el $s\text{CO}_2$.

Estos dos estudios han impulsado muchos otros sobre parámetros y diseños de optimización, posibles aplicaciones y modelado de componentes de ciclos de CO_2 supercrítico. Chen [38] evaluó el CO_2 transcrito como fluido de trabajo en recuperación de calor residual de baja temperatura, comparándolo con el R123. Los resultados de la comparación mostraron que, utilizando una fuente de calor de baja temperatura y la misma temperatura media de rechazo, el ciclo con CO_2 tiene una potencia de salida superior al ciclo con R123, y ocupando menos

espacio. No obstante, tal y como demostró Vidhi et al. en 2011 [39], a pesar de ser menos costoso y más abundante y respetuoso con el medio ambiente, el CO₂ transcrito da peores resultados que los ORC con R32⁴ en el rango de temperaturas de 140 a 200°C.

Wang et al. [40] realizó un estudio usando algoritmos genéticos y redes neuronales artificiales que definió los factores que más afectan al rendimiento de los ciclos de potencia con CO₂ supercrítico: temperatura y presión de entrada a la turbina y temperatura de ambiente. Kulhanek y Dostal [41] por otro lado, descubrieron que entre varios diseños mostrados en la Figura 34, el Brayton con re-compresión alcanza la máxima eficiencia en el rango de temperaturas de entrada a la turbina entre 500 y 600°C, mientras que el de enfriamiento parcial es mejor con temperaturas superiores.

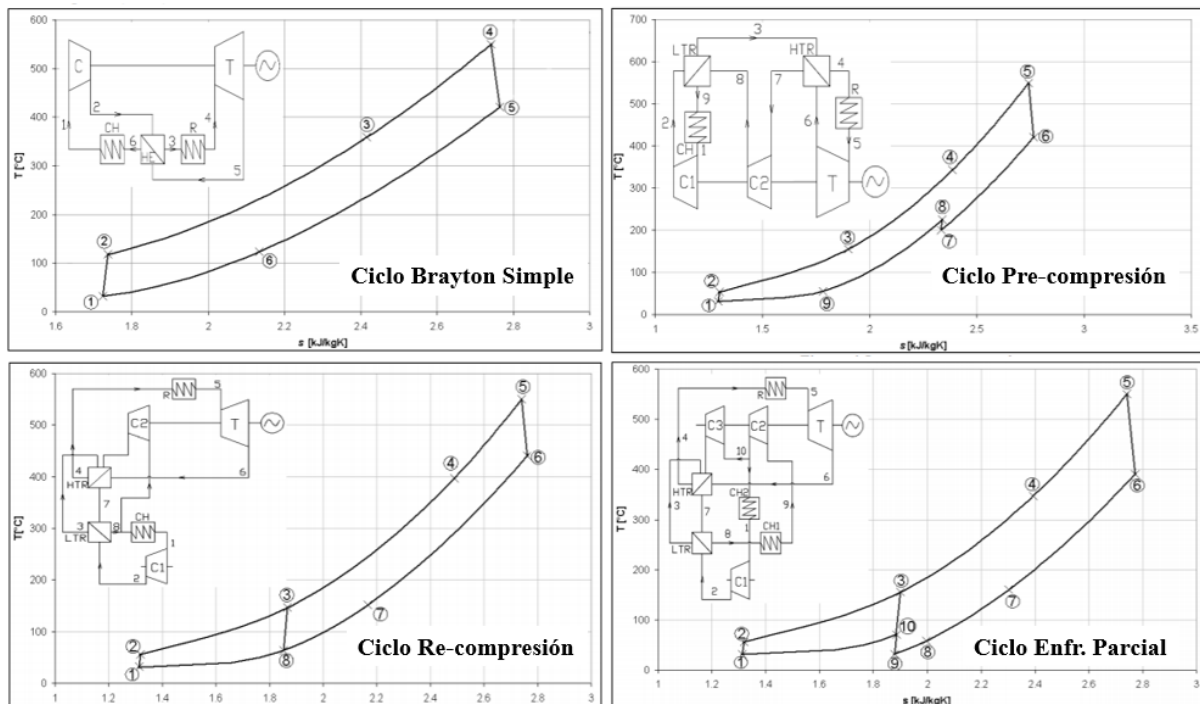


Figura 34. Principales diseños estudiados por Kulhanek y Dostal [36]

Además, Bryant [42] confirmó que el ciclo de re-compresión siempre es más eficiente que uno simple, dada la misma temperatura de entrada al enfriador. Este estudio también demostró que la comparación de dos ciclos tomando como condición la igualdad de

⁴ Pese a que el potencial de calentamiento global (GWP) del R32 es 675 veces mayor que el del CO₂.

superficie total de recuperadores, resulta en una pérdida de ventajas considerable en el de re-compresión.

En 2014, Moroz [43], consideró la aplicación de ciclos de CO₂ supercrítico en plantas de cogeneración. Comparó el rendimiento de ciclos de CO₂ en solitario y ciclos combinados de vapor/CO₂. El ciclo de re-compresión en cascada con CO₂ alcanzó la mejor eficiencia eléctrica con un 39.4% y una temperatura de entrada en turbina de 540°C.

El estudio realizado por Moisseytsev [44] sobre las prestaciones de distintas configuraciones de ciclos de re-compresión confirmó que las opciones más básicas son las que mejor eficiencia térmica presentan.

Harvego y McKellar [45] compararon los ciclos Brayton de recompresión directos e indirectos acoplados a un reactor nuclear. Ambos diseños fueron analizados bajo las mismas condiciones (presión de 20MPa y temperatura de salida de reactor entre 550 y 850°C). Su investigación mostró que con los ciclos directos se alcanzaban eficiencias de entre el 40 y el 50%, esto es, un 11-13% superiores a las alcanzadas con los ciclos indirectos.

Aparte de los estudios de los ciclos sCO₂ aplicados a reactores nucleares, se ha estudiado esta tecnología para plantas termosolares de concentración. Zhang y Yamaguchi [ref] desarrollaron una nueva forma de conversión usando CO₂ supercrítico y almacenamiento de calor que elimina la naturaleza intermitente de la energía solar. Con el ciclo Rankine sCO₂, consiguieron una eficiencia energética mayor que la del sistema de agua convencional.

En 2015 Padilla et al. [46] confirmó un detalle de importancia: la eficiencia térmica de los ciclos Brayton supercríticos aumenta de manera monótona con la temperatura de operación. El ciclo de recompresión con enfriamiento en el compresor principal dio los mejores resultados (55.2% a 850°C).

Otra área de desarrollo de los ciclos de CO₂ supercrítico es su aplicación como ciclo de cola en sistemas de pilas de combustible. Estudios realizados por Muñoz de Escalona [47] demostraron que un ciclo Brayton indirecto de CO₂ acoplado a una pila de combustible de carbonatos fundidos (MCFC) puede alcanzar una eficiencia térmica de casi un 40%, lo que permite al sistema completo rozar una eficiencia del 60%.

Otro campo de uso del $s\text{CO}_2$ es su aplicación en centrales de carbón. Moulec [48] adoptó un ciclo Brayton con CO_2 supercrítico en calderas de carbón, como la mostrada en la Figura 35. Una evaluación energética general de toda la planta indicó una eficiencia de potencia neta del 41.3% con captura de CO_2 y posterior compresión a 110 bar. Además, se llevó a cabo un análisis técnico-económico que resultó en una reducción del coste normalizado (LCOE) del 15%.

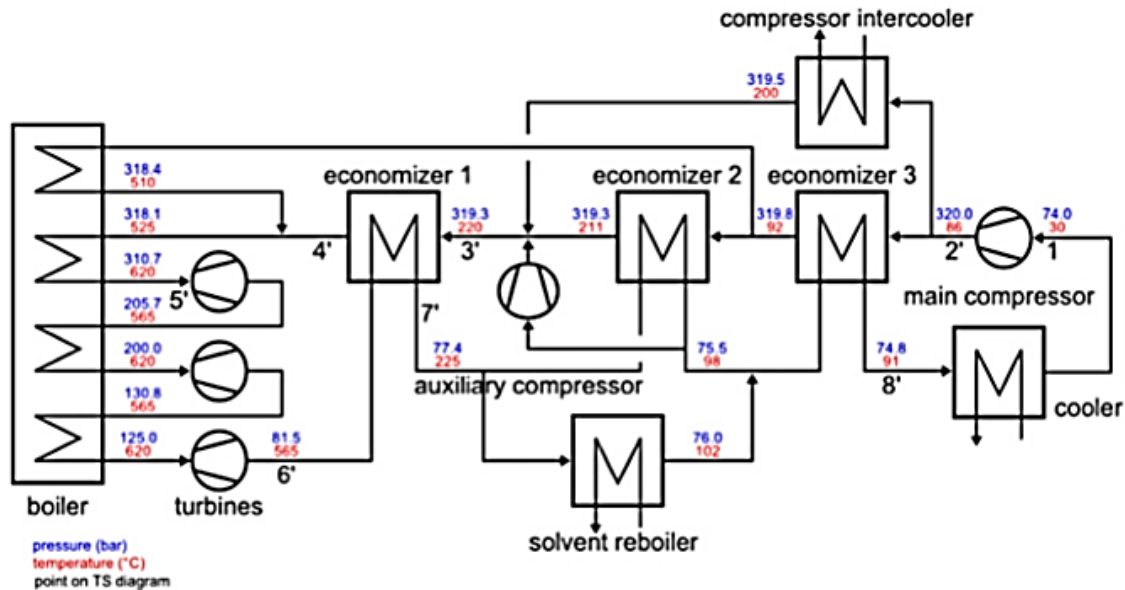


Figura 35. Ciclo Brayton con $s\text{CO}_2$ en calderas de carbón adoptado por Moulec [36]

Para aumentar la eficiencia de los ciclos de CO_2 supercrítico en aplicaciones con sistemas tradicionales de carbón o gas natural, McClung [49] propuso dos ciclos: oxidación criogénica presurizada (CPOC) y oxidación supercrítica avanzada (ASOC). Para los dos ciclos, dada una temperatura de entrada a turbina de 1220°C , se obtiene una eficiencia térmica del 64% y del 52%. Sin embargo, el sistema CPOC parece ser más atractivo debido a su rango de temperaturas de entrada más amplio, que conlleva diseños de quemadores más sencillos y un uso más eficiente de los recursos fósiles.

A modo resumen, los resultados de los estudios más significativos en el ámbito de la aplicación de ciclos con CO_2 supercrítico se representan en la Figura 36 como función de la temperatura de entrada a turbina y la eficiencia resultante del sistema. Como se puede observar, hay una correlación directa entre la calidad de la energía térmica aplicada y la eficiencia. La Figura 37 muestra los mismos resultados con mayor detalle.

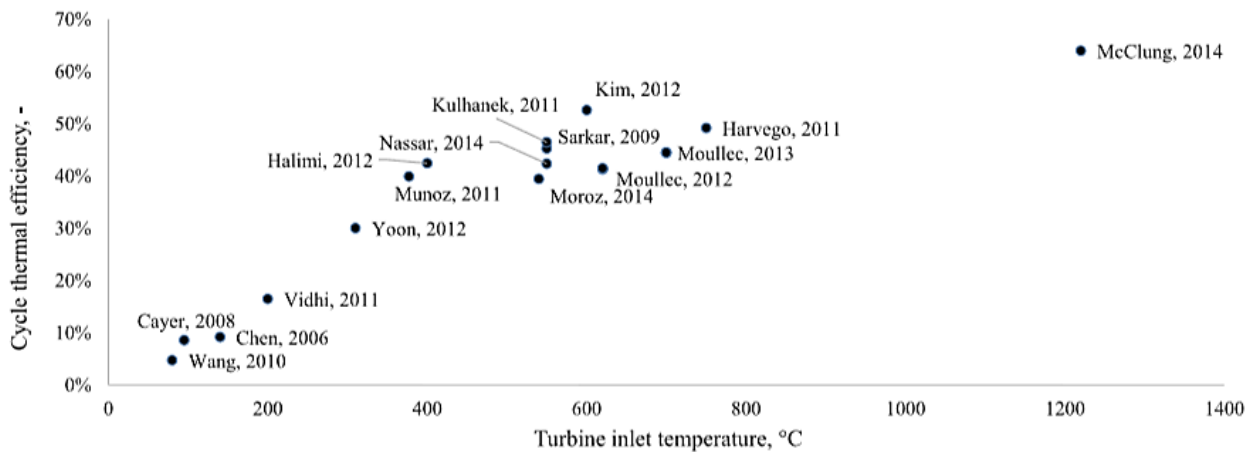


Figura 36. Eficiencia de los estudios de ciclos sCO_2 más significativos [36]

Year	Author	Efficiency, %	TIT, °C	Max P, MPa	Application
2006	Chen	9.2	140	16	waste heat
2007	Zhang	16.5	180		solar
2008	Cayer	8.6	95	13.6	waste heat
2009	Sarkar	45.3	550	20	general
2010	Wang	4.75	80	10.8	waste heat
2011	Munoz	40	377	21.6	MCFC
2011	Vidhi	16.5	200		waste heat
2011	Kulhanek	46.5	550		general
2011	Harvego	49.2	750	20	nuclear
2012	Yoon	30.1	310	22	nuclear
2012	Kim	52.6	600		general
2012	Moullec	41.3	620	30	coal with CCS
2012	Moullec	44.5	700		coal with CCS
2012	Halimi	42.4	400	20	nuclear
2013	Moullec	41.5	620		coal with CCS
2013	Moullec	44.5	700		coal with CCS
2014	Moro	39.4	540	21	CHP
2014	McClung	64	1220	29	coal with CCS
2014	Bae	45			MCFC
2014	Bae	46			MCFC
2014	Nassar	42.4	550		general

Figura 37. Detalle de propiedades de los estudios de ciclos sCO_2 [36]

2.2.3 DISEÑO DE UN CICLO sCO₂. COMPONENTES [9]

Siguiendo las primeras descripciones de Feher y Angelino, el diseño básico de los ciclos de sCO₂ no ha cambiado prácticamente. Siempre se incluye una turbina, intercambiadores de calor para añadir y retirar calor del ciclo, uno o dos recuperadores y una bomba o un compresor (o ambos) que comprima el fluido.

Comparado a los sistemas de generación con turbinas de gas o vapor, el diseño y la operación de estos componentes son únicos por factores tales como la alta densidad de potencia, alta presión, baja viscosidad del fluido, y rápidos cambios que se deben dar cuando el componente opera cerca del punto crítico o con un fluido supercrítico denso. Esto supone un diseño de componentes con características especiales que van a determinar el resto de elementos de la planta. Otros componentes y subsistemas son esenciales para hacer que las plantas de sCO₂ operen como un sistema integrado. Esto incluye tanto elementos empleados en turbomáquinas como aquellos que constituyen el sistema de balance de la planta (BOP).

2.2.3.1 Turbomáquinas

Los ciclos Brayton sCO₂ muestran típicamente tres desafíos: estabilidad en compresores, diseño de turbomáquinas y rendimiento de prototipos a pequeña escala.

Los problemas de estabilidad de los compresores se deben a la violenta variación de las propiedades del CO₂ cerca del punto crítico, que cambia entre valores típicos de líquidos y gases. La clave de los ciclos Brayton con CO₂ supercrítico es la proximidad al punto crítico de la succión, que permite lograr un bajo consumo de compresor. La viabilidad del ciclo depende de la estabilidad del compresor en estas condiciones de operación, incluso cuando caen por debajo de la campana de la curva de saturación. SNL en colaboración con Barber-Nichols [50] realizaron un experimento en el que fueron probando distintas condiciones de operación en un ciclo de pequeña escala, modular y reconfigurable que permitía construir distintos escenarios de compresión y ciclos Brayton. Con ello obtuvieron un rango de condiciones próximas al punto crítico en el que el compresor operaba de manera estable y controlable. En la Figura 38 se observan varias de las condiciones de operación que se pretendía comprobar. La curva en verde indica el camino T-S seguido por el CO₂ en el enfriador, compresor y en el calentamiento. Las líneas rojas muestran el rango de condiciones de entrada al compresor en el que se opera el ciclo. La línea de puntos azul

indica los puntos pseudo-críticos donde se experimentan grades picos en la capacidad calorífica y viscosidad del fluido.

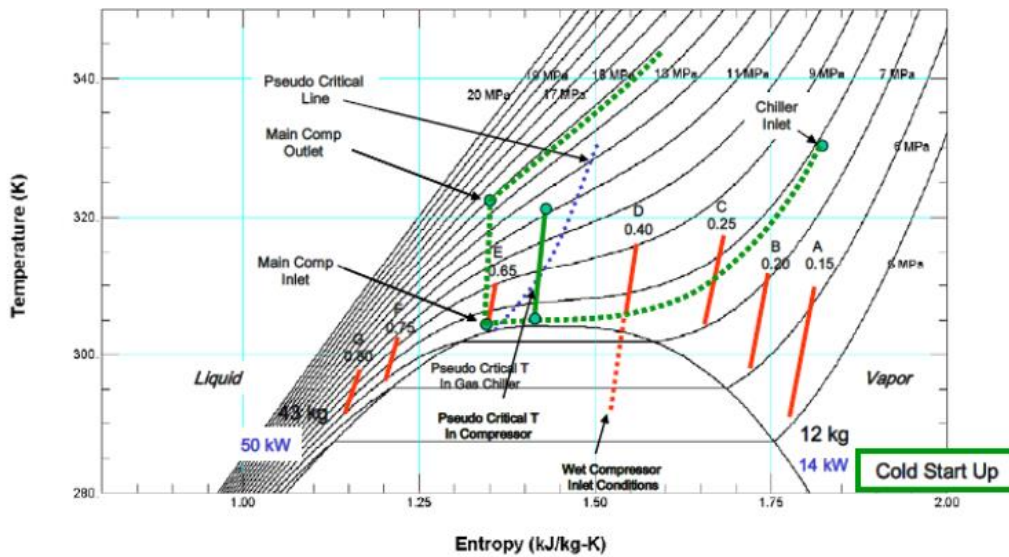


Figura 38. Algunas de las condiciones de entrada a compresor planeadas a ser probadas en SNL [50]

La Figura 39 muestra la localización en el diagrama T-S de los puntos de entrada (rojo) y salida (verde) de la etapa de compresión así como las condiciones de entrada al enfriador de gases (azul).

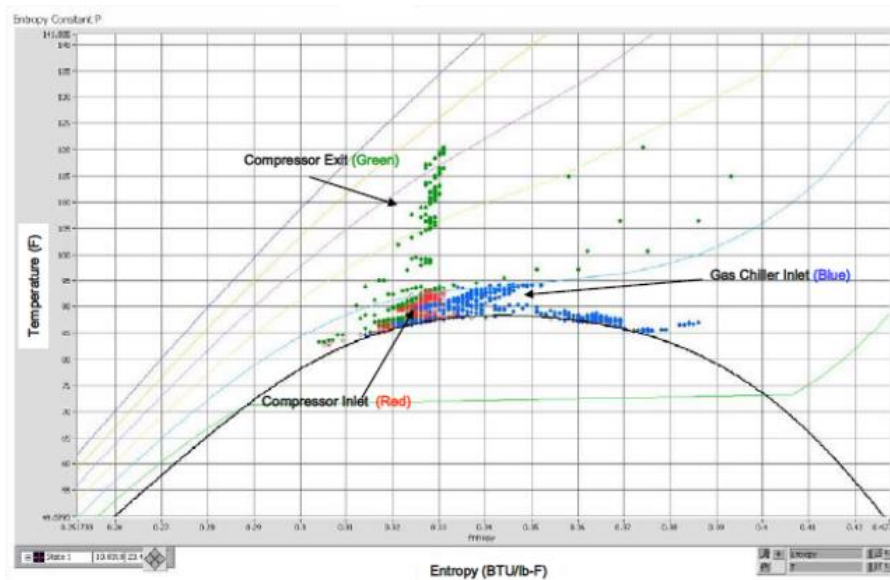


Figura 39. Condiciones de compresión comprobadas en SNL [50]

Un estudio reciente dirigido por Noall et al. [51] demostró que un bajo cociente entre las densidades de líquido y vapor en la cercanía del punto crítico evita los problemas de inestabilidad (Figura 40).

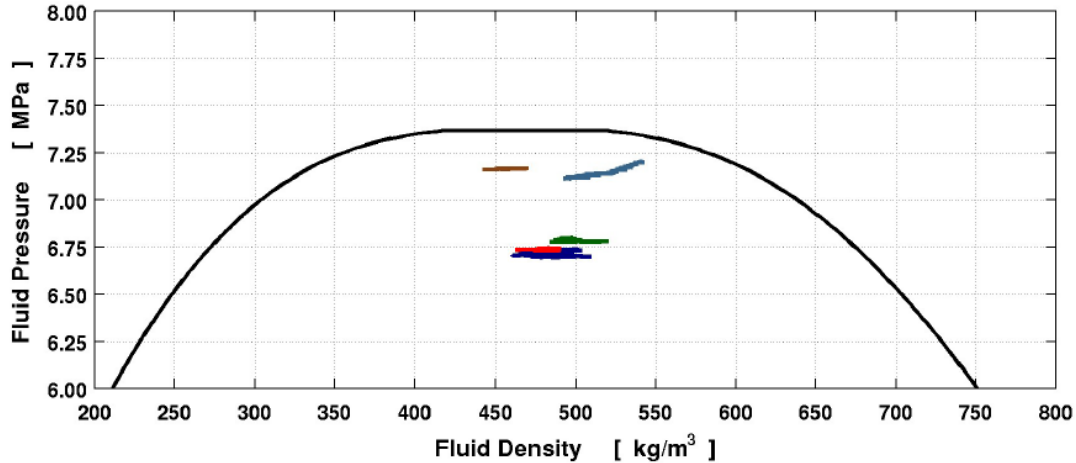


Figura 40. Algunas de las condiciones de succión planeadas a ser probadas en SNL [51]

Moisseytsev y Siemicki [44] hablaron de los beneficios de reducir la temperatura de entrada de compresión. Se centraron en una presión de entrada de 74 bar y su correspondiente temperatura pseudo-crítica de 31.12°C. Observaron que, si la temperatura de entrada a compresor era de 30°C, se alcanzaba la eficiencia máxima del ciclo, pero para conseguir esas condiciones se requería un precooling con una superficie de transferencia mucho mayor, véase la Figura 41.

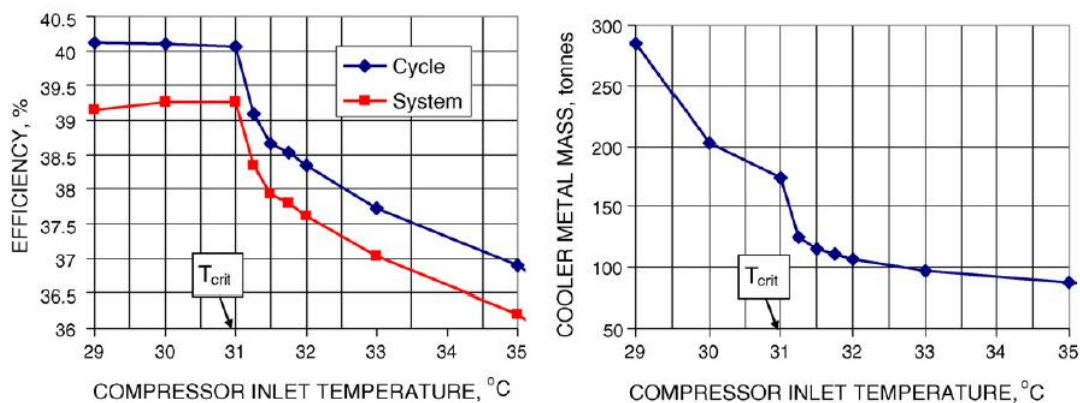


Figura 41. Efecto de enfriar la entrada del compresor por debajo de su punto pseudo-crítico (74 bar) [44]

La alta eficiencia alcanzada se debe a la variación de la densidad del CO₂ con la temperatura. La Figura 42 muestra que un pequeño decremento en la temperatura de entrada del compresor supone un aumento drástico de la densidad, lo que eleva el rendimiento del compresor.

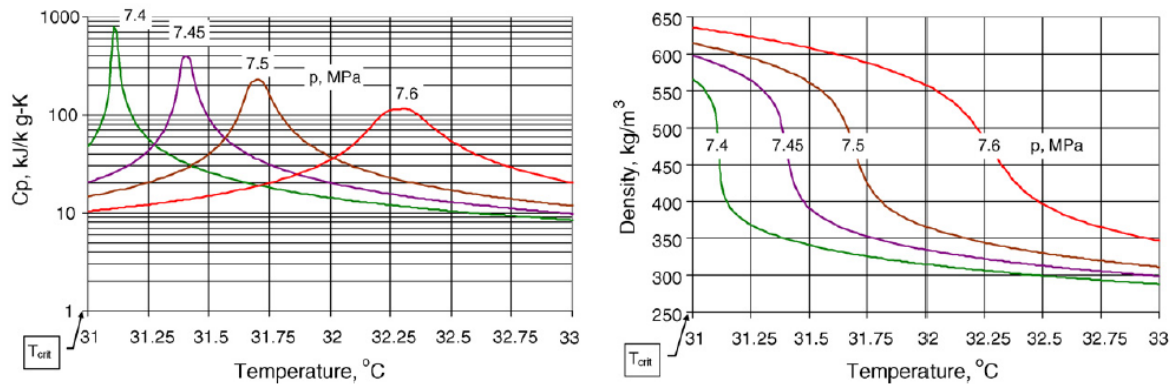


Figura 42. Punto pseudo-crítico y sus efectos en la densidad a distintas presiones [44]

Sin embargo, este comportamiento no es tan acusado cuando la presión aumenta, debido a la reducción en el pico de la curva de calor específico. Es por ello que, en el presente proyecto, se tomarán unas condiciones de entrada de 85 bar y 35°C, según se observa en la Figura 43.

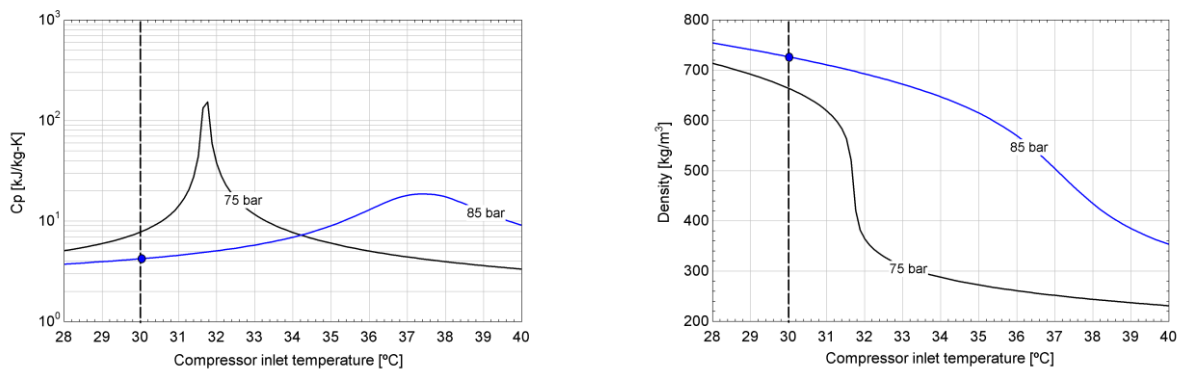


Figura 43. Efecto de la presión en el punto pseudo-crítico.

Por otro lado, el bajo desempeño obtenido con prototipos a escala es un problema corriente en todo laboratorio, debido a las limitaciones para mantener la semejanza de determinados parámetros.

El tamaño del compresor y la turbina pueden ser estimados a partir de la escala de ciclo de potencia que se desee, seleccionando la velocidad y el tamaño que se ajuste. La escala de las turbomáquinas mostrada en la Figura 44 describe cómo el tamaño, la velocidad y el tipo de turbomáquinas varía de acuerdo a la potencia de salida que se desee. Debido a la alta densidad del $s\text{CO}_2$, los flujos volumétricos de las turbomáquinas son pequeños, resultando en tamaños reducidos.

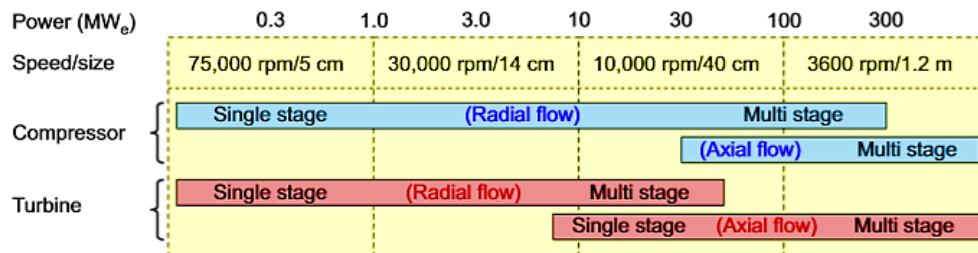


Figura 44. Cambios en la tecnología dependiendo del tamaño de la planta de $s\text{CO}_2$ [52]

Al seleccionar la escala y el tipo adecuado de maquinaria, se deben tener en cuenta factores como:

1. La expansión térmica durante la operación y la interferencia mecánica durante la puesta en marcha.
2. Límites térmicos de ejes y rodamientos.
3. Problemas de condensación o solidificación de CO_2 en componentes.
4. Corrosión, erosión de partículas, y otros problemas derivados de gases densos.

El diseño del compresor implica ciertas dificultades en cuanto que se trabaja en un estado cercano al punto crítico, donde el uso de correlaciones comunes para gases ideales puede llevar a soluciones erróneas. Sin embargo, la turbina es normalmente el componente con mayor riesgo de la instalación debido a la falta de experiencia en las condiciones de operación previstas. Hay muy pocos proveedores que hayan diseñado, construido y probado turbinas de $s\text{CO}_2$, y sigue sin haber suficientes instalaciones de prueba. Además, la densidad de potencia de un sistema de $s\text{CO}_2$ es comparable a la de las bombas de los motores de cohetes, pero deben diseñarse para durar decenas de años, no unos pocos minutos. Finalmente, las herramientas de diseño que están al alcance de los fabricantes de equipos originales (OEM), no son adecuadas para $s\text{CO}_2$ porque la transferencia de calor, la densidad

de potencia y la densidad y presión de operación del fluido son muy diferentes a los valores que presentan los métodos basados en aire o vapor.

2.2.3.2 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor en el diseño de ciclos sCO₂ son componentes fundamentales por su coste y tamaño. En estos ciclos, hay tres tipos de intercambiadores de calor:

1. Intercambiadores que transfieren calor desde la fuente principal de calor (gas) al CO₂ (también llamados intercambiadores primarios o intercambiadores de recuperación de calor residual [HX]). Debido a las malas propiedades de transferencia del gas, se requiere un gran volumen para conseguir una buena eficiencia de intercambio.
2. Intercambiadores de calor Agua-CO₂, también conocidos como preenfriadores (precoolers [PC]). Disipan el calor del CO₂ al medio.
3. Intercambiadores de calor internos CO₂-CO₂, llamados recuperadores [REC]. Incrementan la temperatura media de la fuente de calor, lo que redundaría en una mejora en la eficiencia.

Hay varios diseños que pueden adoptarse en esta aplicación. Los más empleados hasta ahora son los de carcasa y tubos (apartado 1.4.3). Sin embargo, tienen poca resistencia estructural y grandes dimensiones. En los últimos años se están desarrollando los intercambiadores de circuito impreso (PCHE). Son los que mayores efectividades ofrecen (en torno al 98%) con una gran compactación en comparación (apartado 1.4.6).



Figura 45. Comparación de compactación de los PCHE con modelos tradicionales [53]

Como se ve en la Figura 46, están formados por un conjunto de placas con canales grabados foto-químicamente por los que circulan los flujos.

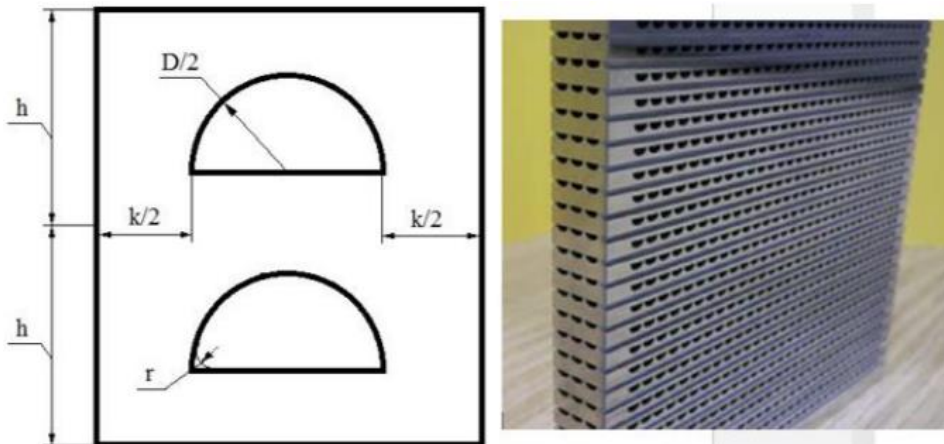


Figura 46. Sección transversal de una unidad de transferencia de un PCHE [54]

Generalmente se fabrican con aleaciones especiales (como Inconel 617) que les dotan de la robustez necesaria para aguantar altas presiones (hasta 40MPa) y temperaturas (hasta casi 900°C) (Figura 47). A diferencia de los tradicionales equipos de carcasa y tubos, los PCHE manejan un flujo turbulento, aumentando la eficiencia en la transferencia. [54].

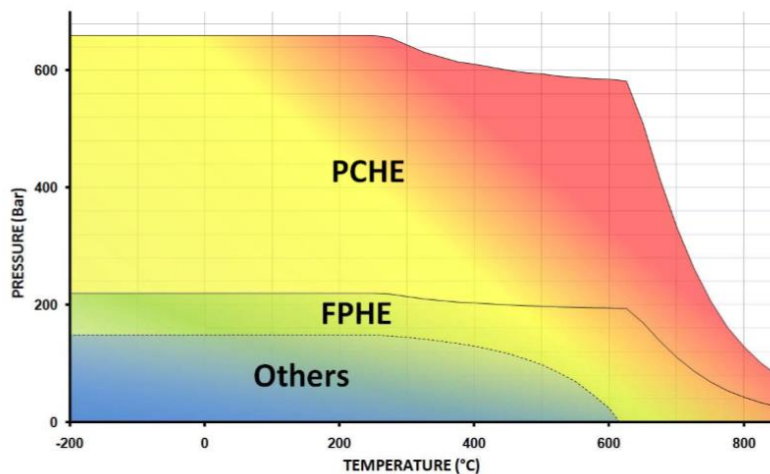


Figura 47. Límites de presión y temperatura de trabajo de los PCHE [53]

Dependiendo del tipo de ciclo empleado, el coste de los intercambiadores de calor puede ascender al 30% del coste total de la instalación. Los sistemas de vapor de los ciclos combinados no utilizan recuperadores, de ahí que tengan una ventaja económica frente a los

sCO₂. Esta es la principal razón por la que la investigación y el desarrollo de nuevas tecnologías de intercambiadores es tan importante en el futuro de las plantas de sCO₂.

El papel crucial de los intercambiadores se debe a la gran responsabilidad térmica que albergan, la necesidad de operar a altas presiones, y la necesidad en ciertas ocasiones de operar simultáneamente a alta presión y alta temperatura. Lo que se busca es un compromiso entre el tipo de intercambiador, coste, durabilidad y eficiencia.

La mayoría de los sistemas de sCO₂ reciben el calor indirectamente de fuentes externas, pero se están desarrollando otras alternativas basadas en métodos de combustión directa (oxicombustión), que permitan eliminar los intercambiadores de calor primarios del ciclo.

2.2.3.3 Ejes y cojinetes

Los cojinetes más extendidos en aplicaciones industriales son los hidráulicos basculantes. Son dinámicamente estables, pueden soportar cargas axiales y radiales, y pueden operar con velocidades de eje de hasta 30.000-40.000 rpm. La alta resistencia frente a cargas de empuje es especialmente importante en las plantas de sCO₂ por las grandes diferencias de presión que sufre la maquinaria, que puede llevar a fuertes desequilibrios de cargas.

2.2.3.4 Balance de planta

Aquí se incluyen todos los conductos, tuberías, cajas de cambios, motores, generadores y sistemas de control. Todos estos componentes afectan al funcionamiento, eficiencia, coste y capacidad de control de la planta. Por lo comentado en la introducción al apartado *Ciclo de cabeza*, se recomienda seleccionar elementos y diseños de configuraciones que contribuyan a aumentar el control y seguridad de la instalación, aunque ello suponga mayores inversiones de capital.

2.2.3.5 Generadores

Su eficiencia varía entre el 88% y el 97% dependiendo del tamaño, el voltaje y las condiciones de operación. Muchos sistemas requieren de cojinetes con enfriamiento por agua y aceite. Algunos sistemas pueden actuar también como motores durante la puesta en funcionamiento, siempre que el motor/generador comparta el mismo eje que la bomba o compresor.

2.2.3.6 Reductoros

Puesto que los compresores y las turbinas rotan a velocidades cercanas a las 36.000 rpm, se necesitan sistemas de engranajes que reduzcan la velocidad. Normalmente, estas reductoros suelen tener factores de 10/1 a 20/1. Se suelen utilizar dos tipos de sistemas distintos: engranajes de giro y reductores epicicloidales. Los engranajes de giro permiten añadir múltiples piñones a un mismo engranaje por lo que se pueden adaptar a distintos elementos. Los reductores epicicloidales por su parte, cuentan con la ventaja de tener un único eje compartido. La eficiencia de estos componentes ronda el 96-98%.

2.2.3.7 Conductos

La mayor dificultad que plantea el diseño de los conductos, es la selección del tamaño y el grosor de las tuberías según el código ASME, de manera que puedan soportar las condiciones de presión y temperatura del circuito. Puede que se dé el caso en que las altas temperaturas que se alcanzan en el sistema requieran un material que no forma parte de la norma ASME, o incluso que sí se encuentre, pero no se fabrique del tamaño y la forma deseada. Estos problemas relacionados con la temperatura, suelen presentarse entre el intercambiador de calor primario y la turbina y entre la salida de turbina y el lado caliente de baja presión del recuperador.

Un problema secundario (pero de gran importancia) en el diseño de tuberías es el de encontrar componentes con la suficiente flexibilidad como para permitir una pérdida de carga en turbinas, uniones y empalmes en sintonía con los parámetros de diseño aceptables del sistema.

2.2.4 APLICACIONES DE LOS CICLOS DE POTENCIA sCO₂

Los sistemas de potencia sCO₂ se están explorando porque ofrecen soluciones únicas y revolucionarias a ciertos problemas del sector energético. Algunas de estas soluciones vienen de la habilidad para:

1. Aumentar de manera sustancial la eficiencia de una tecnología en la conversión energética.
2. Crear un mercado económicamente viable.

3. Crear nuevos mercados por las particulares características de la alternativa (pequeño tamaño, gran eficiencia y flexibilidad).
4. Abastecer mercados insuficientemente atendido (recuperación de calor en turbinas de pequeño y mediano tamaño, biocombustibles y almacenamiento de energía).

Una consideración importante de las distintas aplicaciones de plantas de sCO₂ es que cada ciclo ofrece una conversión de potencia que supone una mejora sustancial en la capacidad para usar energía, incrementando la cantidad de energía aprovechada de una fuente. Rara vez surge una tecnología capaz de ofrecer tal amplio rango de soluciones, lo que explica su rápida propagación y desarrollo a nivel global.

2.2.4.1 Energía solar concentrada

Se necesita un sistema de conversión capaz de producir energía a una eficiencia del 50% o superior y a través de plantas que almacenen energía en tanques de sal fundida y con enfriamiento en seco, para generar electricidad a un coste normalizado de \$60/MWhe. La esperanza para cumplir estos objetivos reside en las plantas de sCO₂, en los ciclos de recompresión Brayton con recalentamiento o en los de enfriamiento parcial.

2.2.4.2 Plantas de combustible fósil

Hay básicamente tres tipos de plantas bajo consideración. Una que emplea combustible fósil para producir 150MWe al 50% de eficiencia, operando una turbina a una temperatura cercana a los 750°C. Una segunda opción basada en oxidación directa (ciclo Allam) que utiliza una unidad de separación para separar el oxígeno del aire. A continuación, se presurizan el oxígeno y el combustible a unos 30MPa y se usa sCO₂ recirculado para controlar la temperatura de combustión. Como no hay nitrógeno en el proceso de combustión, no se genera NO_x, solo CO₂ y H₂O. En el proceso de oxidación directa, los gases de combustión de alta presión se inyectan directamente en la planta de sCO₂. Los productos de combustión inyectados suponen un 5% del flujo de sCO₂ del ciclo y calientan la mezcla de 97.5% CO₂ y 2.5% de H₂O, de 1100°C a 1200°C sin necesidad de un intercambiador de calor, lo que reduce en gran medida el coste de la planta. Bajo estas condiciones, la eficiencia de este método puede llegar a superar el 60%.

Los principales beneficios económicos de la oxidación directa son la eficiencia, la ausencia de intercambiador de calor de alta temperatura y la capacidad de quemar

combustible fósil con cero emisiones. Debido a las altas presiones y temperaturas, el quemador y a la turbina se ven expuestos a los mayores riesgos.

El ciclo indirecto utiliza los gases calientes de alta presión producto de la combustión para calentar CO₂ en un intercambiador de calor (en lugar de ser inyectados directamente en el ciclo sCO₂). El intercambiador primario es más pequeño que el de un proceso normal de combustión porque se opera a mayores presiones y densidades de gas. Tras su paso por el intercambiador primario, los gases de combustión se expanden en un turbo compresor y se inyectan de vuelta en la cámara de combustión para controlar la temperatura. Se cree que estos ciclos alcanzarán eficiencias del 42-43%.

2.2.4.3 Plantas nucleares

El interés por los ciclos de sCO₂ resurgió cuando el Massachusetts Institute of Technology (MIT) investigó el uso de sistemas de conversión de energía sCO₂ con el reactor de Generación IV desarrollado en la oficina de Energía Nuclear del Departamento de Energía americano (DOE). El DOE comenzó la investigación y el desarrollo de ciclos de sCO₂ en el Sandia National Laboratory (SNL), así como el de reactores de propulsión naval en el Naval Nuclear Laboratory (NNL).

Los sistemas de sCO₂ ofrecen eficiencias del 43% con las temperaturas de operación (510-525°C) de los reactores rápidos enfriados con sodio (SFR). Además, presentan otras ventajas a nivel de seguridad de operación, pues se trata de un diseño modular y reducido que evita interacciones sodio/agua. Adicionalmente, el sCO₂ tiene una gran capacidad de circulación natural, lo que mejora en buen grado la capacidad de disipar el calor de decaimiento del núcleo cuando se apaga el reactor, sin necesidad de emplear energía extra.

Por último, los avances de los reactores de IV Generación están orientados a aumentar la temperatura de operación (con reactores de sales fundidas, reactores enfriados por gas y reactores de plomo-bismuto), lo que a su vez permitirá alcanzar fácilmente eficiencias del 50% con el uso de la tecnología sCO₂.

2.2.4.4 Recuperación de calor residual

La tecnología que actualmente está más extendida es la ORC, que como se ha comentado previamente, utiliza fluidos orgánicos para reemplazar el vapor de los ciclos Rankine. Una

de las ventajas que tiene el CO₂ en este campo es que se necesitan tamaños de plantas de unos 10MWe, precisamente lo más conveniente para sistemas de sCO₂, no así para sistemas de vapor. Además, el fluido de trabajo es no tóxico y no inflamable, estable a elevadas temperaturas, débil contribuyente del calentamiento global, barato y apto para el enfriamiento en seco. El principal fallo de los ciclos sCO₂ es la relativa inmadurez de la tecnología y la falta de plantas de 10MWe de prueba, aunque ECHOGEN, en colaboración con SNL, está construyendo una [55].

Los ciclos sCO₂ para la recuperación de calor residual tienen un futuro prometedor en el desafío tecnológico que presentan las plantas de oxidación, pues permitirán el uso de combustibles fósiles con cero emisiones y altas eficiencias (por encima del 50%).

Donde de verdad podrían tener un papel importante los ciclos sCO₂, es como ciclos de recuperación acoplados a turbinas de un rango de 10-40MWe. En estos tamaños, las turbinas no tienen por lo general ciclos de cola de vapor debido a su complejidad y las malas prestaciones a menores escalas de potencia. Es por ello que existe un hueco en el mercado para soluciones de pequeño-mediano tamaño, simples y modulares que incrementen la eficiencia de las turbinas de gas del 32% al 45%, objetivo que se tratará de alcanzar en el presente proyecto.

Capítulo 3. METODOLOGÍA

Una vez descritos los distintos elementos constitutivos del ciclo combinado con CO₂ supercrítico, su potencial y los trabajos previos en los distintos campos de aplicación, se procede a describir la metodología empleada para su modelado y estudio en el presente proyecto.

3.1 SUPUESTOS DE PARTIDA

Para comparar los resultados de los distintos diseños se han considerado los siguientes parámetros de partida:

- Pérdida de carga de la cámara de combustión: 3% de la presión de entrada
- Pérdida de carga en cada rama del regenerador: 0,4 bar
- Pérdida de carga en Intercambiador: 0,1 bar
- Rendimiento isoentrópico del compresor del ciclo de gas: 0,85
- Rendimiento isoentrópico del compresor del ciclo sCO₂: 0,8
- Rendimiento isoentrópico de la turbina del ciclo sCO₂: 0,8
- Eficiencia de la electrónica de potencia (conversión alta frecuencia/50 Hz): 0,9
- Eficiencia de la transmisión mecánica: 0,95-0,98
- Condiciones del medio: 15°C/1 bar
- Condiciones de entrada a compresor del ciclo sCO₂: 35°C/85 bar

Las condiciones tomadas a la entrada de compresor de CO₂ aseguran un equilibrio razonable entre cercanía al punto crítico y prevención de potenciales problemas de estabilidad. En busca de resultados óptimos, la presión de entrada a turbina se ha ido variando en el rango de 200-260 bar, con un abanico de temperaturas entre 280 y 660°C, dependiendo de las restricciones impuestas por el resto de componentes del diseño (especialmente el ciclo de cabeza y los acercamientos (*pinch point*) de los intercambiadores)

Todos los modelos se han desarrollado en el entorno de EES (Engineering Equation Solver⁵), que recoge modelos de diferentes fluidos (sustancias puras, gases ideales, líquidos

⁵ www.fchart.com

incompresibles, salmueras,...). Por consiguiente, el CO₂, el agua y el aire han sido modelados con las propiedades de las sustancias puras de la biblioteca de herramientas, mientras que los gases de escape de la turbina de gas como gases ideales (calor específico dependiente de la temperatura).

3.2 MODELADO DE LA PLANTA

En el apartado 2.1.1 referente a turbinas, se presentaron los tres tipos que se han estudiado para determinar con cuál de ellas se consiguen los mejores resultados de ciclo combinado. A grandes rasgos, en primer lugar, se ha trabajado con los modelos básico y regenerativo de Microturbina para obtener las condiciones de entrada del ciclo secundario de $s\text{CO}_2$. A continuación, se han ido probando varias configuraciones de los mismos hasta dar con aquel que ofrecía el mayor rendimiento de ciclo combinado. Este ciclo $s\text{CO}_2$ se ha incorporado entonces a ciclos de gas con Turbina Industrial (sT) y Turbina de Ciclo Combinado (ccT). Finalmente, entre esas tres alternativas, se ha escogido la más interesante para el dimensionado de los componentes y el análisis económico.

Antes de pasar a explicar el proceso que se ha seguido hasta obtener las condiciones de entrada al ciclo de CO_2 , conviene mostrar las ecuaciones con las que se han modelado en EES los distintos elementos constitutivos del ciclo de gas. Puesto que los principios termodinámicos que dan forma a estas ecuaciones no cambian, para no repetir lo mismo cada vez, se propone el análisis de una sola de las configuraciones que recoge todos los elementos empleados en el resto de casos. El ejemplo de ciclo escogido para ello es el Brayton regenerativo con Microturbina de gas, cuyo esquema se puede observar en la Figura 48.

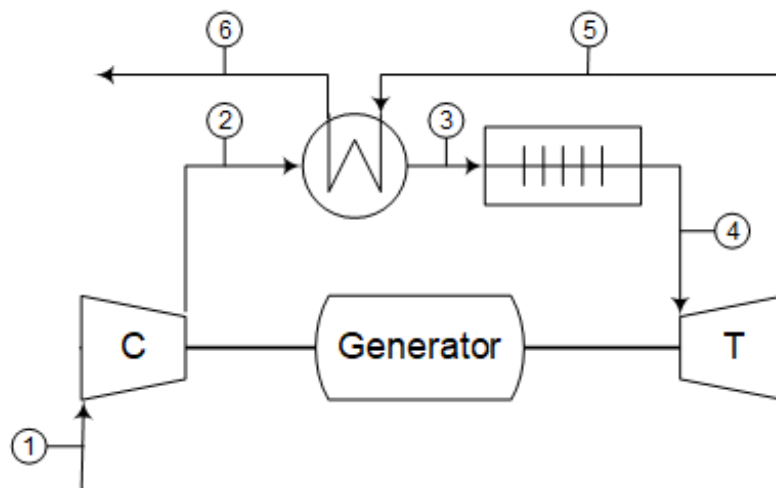


Figura 48. Ciclo Brayton regenerativo con Microturbina

Las ecuaciones fundamentales utilizadas para modelar este ciclo en las simulaciones se resumen en la Tabla 13.

Tabla 13. Modelado ejemplo de las ecuaciones de uno de los ciclos de cabeza (Brayton Regenerativo)

DATOS	
$\eta_T = 0,85; \eta_C = 0,85; \eta_{trans} = 0,95$ $\Delta p_{CC} = p_2 / 100$	
CÁMARA DE COMBUSTIÓN	
$CH_4 + a(1 + \lambda)(O_2 + 3,76N_2) \rightarrow bCO_2 + cH_2O + d(1 + \lambda)N_2 + a\lambda O_2$ $\dot{n}_a = \dot{n}_{CH_4} \cdot 4,76 \cdot a(1 - \lambda)$ $p_4 = p_3 \cdot (1 - \Delta p_{CC})$ $\dot{Q}_{CG} = \dot{n}_{CH_4} \cdot h_{comb}$	
TURBINA DE GAS	COMPRESOR
$\eta_{TG} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}$ $\dot{W}_T = \dot{n}_{CH_4} \cdot (h_4 - h_5)$	$p_2 = p_1 \cdot r_C$ $\eta_C = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1}$ $\eta_C = \eta_{TG} \cdot 0,95$ $\dot{W}_C = \dot{n}_{CH_4} \cdot (h_2 - h_1)$
REGENERADOR	POTENCIA DE SALIDA
$p_3 = p_2 \cdot (1 - \Delta p_{REG})$ $p_6 = p_5 \cdot (1 - \Delta p_{REG})$ $PP = T_5 - T_3$	$\dot{W}_{CG} = \eta_{trans} \cdot (\dot{W}_T - \dot{W}_C)$ $\eta_{CG} = \frac{\dot{W}_{CG}}{\dot{Q}_{CG}}$

Comenzando por el ciclo Regenerativo con Microturbina, la idea es tratar de reproducir la Figura 49, de la documentación de NREL [1]. Se tienen tres temperaturas de entrada en turbina (T_{IT}) (850, 900 y 950 °C). Lo que se busca es la relación de compresión requerida

para maximizar el rendimiento del ciclo a cada temperatura de entrada en turbina y acercamiento (PP) en el regenerador. Luego se selecciona el mejor par p_2 -PP para cada temperatura y se llevan los rendimientos de las tres turbinas al diseño Brayton Básico.

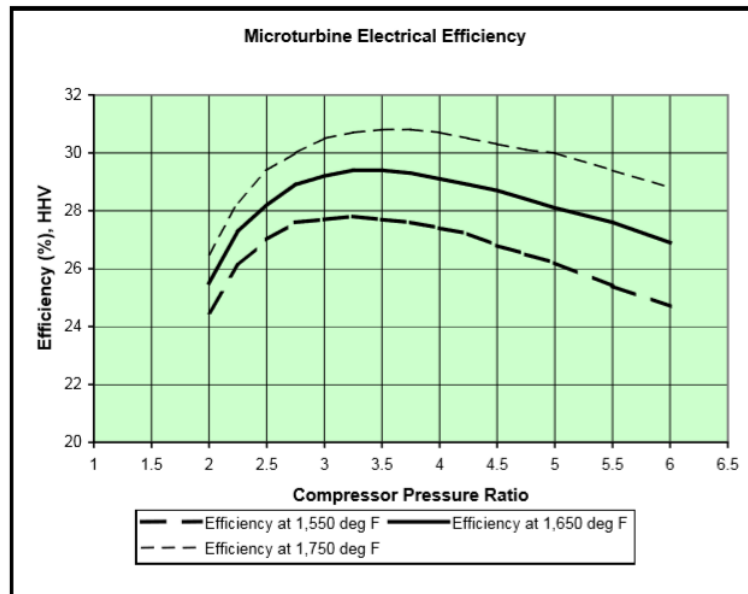


Figura 49. Eficiencia de Microturbina en función del ratio de compresión y la T . entrada a turbina [1].

En el modelo Básico la relación de presiones del compresor (r_c) queda indefinida, luego se debe fijar una temperatura de salida de gases de escape. De acuerdo a la Tabla 12, lo ideal para una aplicación de recuperación de calor residual es contar con una temperatura mayor de 650°C . Sin embargo, como se comentó en la sección 2.2.4, donde se plantea el reto y la necesidad del mercado energético actual es en la búsqueda de sistemas efectivos de recuperación de calor de media y baja temperatura. Por consiguiente, se propone un valor de compromiso de 650°C . Con este parámetro, la temperatura de entrada a turbina y el rendimiento de turbina obtenido en el Regenerativo se obtienen los valores de λ y \dot{n}_{CH_4} .

Con los valores de λ , \dot{n}_{CH_4} y T de gases de escape se determinan las condiciones de la caldera de recuperación y con ello, las condiciones de entrada del ciclo $s\text{CO}_2$. De esta manera se modelan el ciclo de CO_2 Regenerativo y el de Recompresión.

De aquí en adelante se han integrado los ciclos de gas y CO₂ en un mismo programa por medio de una función para los gases de escape y un subprograma con el ciclo de cabeza. Al igual que antes, se propone tomar como ejemplo uno de los ciclos modelados para mostrar las ecuaciones y condiciones impuestas en el resto de códigos de EES. Se trata del ciclo Cascada con 2 recuperadores que se muestra en la Figura 50.

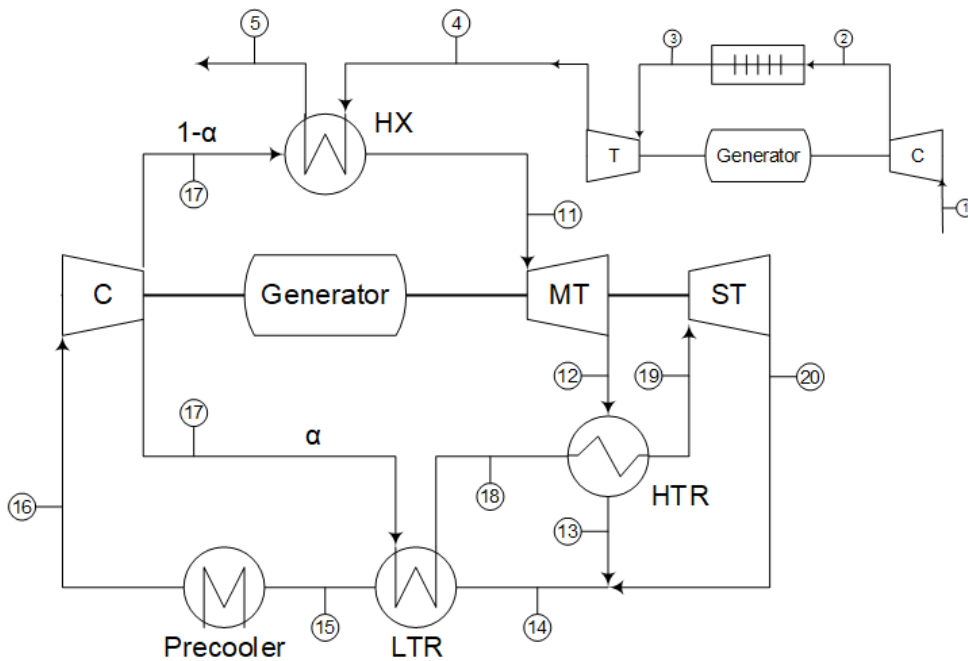


Figura 50. Ciclo Cascada 2REC con Brayton Básico Microturbina

Las ecuaciones fundamentales utilizadas para modelar este ciclo en las simulaciones se resumen en la Tabla 14.

Tabla 14. Modelado ejemplo de las ecuaciones de uno de los ciclos sCO₂ (Cascada 2REC)

DATOS
$\eta_T = 0,85$
$\eta_C = 0,8$
$\eta_{trans} = 0,9$
$PP_{LTR} = PP_{HTR} = PP_{HX} = 10$

TURBINA DE GAS	
<i>subprogram TG_{reg}</i> ($\dot{n}_{CH_4}; \eta_{TG}; T_3; PP_{HX}; \Delta p_{HX} : a, b, c, d; \lambda; T_5; \dot{W}_{CG}; p_4; \dot{Q}_{CG}$)	
TURBINA MT CO2	TURBINA ST CO2
$\eta_T = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{12s}}$ $\dot{W}_{MT} = \dot{n}_{CO_2} (1 - \alpha) \cdot (h_{11} - h_{12})$	$\eta_T = \frac{h_{19} - h_{20}}{h_{19} - h_{20s}}$ $\dot{W}_{ST} = \dot{n}_{CO_2} \alpha \cdot (h_{19} - h_{20})$
COMPRESOR CO2	PRECOOLER
$\eta_C = \frac{h_{17} - h_{16}}{h_{17s} - h_{16}}$ $\dot{W}_C = \dot{n}_{CO_2} \cdot (h_{17} - h_{16})$	$p_{16} = p_{15} - \Delta p$ $\dot{Q}_{pc} = \dot{n}_{CO_2} \cdot (h_{15} - h_{16})$
HTR	LTR
$p_{13} = p_{12} - \Delta p; p_{19} = p_{18} - \Delta p$ $(1 - \alpha) \cdot (h_{12} - h_{13}) = \alpha \cdot (h_{19} - h_{18})$ $\dot{Q}_{HTR} = \dot{n}_{CO_2} (1 - \alpha) \cdot (h_{12} - h_{13})$ $PP_{HTR} = T_{13} - T_{18}; PP_{HTR} = T_{12} - T_{19}$	$p_{15} = p_{14} - \Delta p; p_{18} = p_{17} - \Delta p$ $h_{14} - h_{15} = \alpha \cdot (h_{18} - h_{17})$ $\dot{Q}_{LTR} = \dot{n}_{CO_2} \cdot (h_{14} - h_{15})$ $PP_{HTR} = T_{14} - T_{18}; PP_{LIBRE} = T_{15} - T_{17}$
RECUPERADOR GASES ESCAPE	MEZCLADOR
$p_{11} = p_{17} - \Delta p$ $\dot{Q}_{HX} = \dot{n}_{CH_4} \cdot (h_5 - h_6)$ $\dot{Q}_{HX} = \dot{n}_{CO_2} \cdot (1 - \alpha)(h_{11} - h_{17})$ $T_{11} = T_5 - PP_{HX}; T_{17} = T_6 - PP_{HX}$	$(1 - \alpha) \cdot h_{13} + \alpha h_{20} = h_{14}$ $p_{14} = p_{20}; p_{13} = p_{20}$
POTENCIA DE SALIDA	
$\dot{W}_{sCO_2} = \eta_{trans} \cdot (\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_C) \quad \eta_{sCO_2} = \frac{\dot{W}_{sCO_2}}{\dot{Q}_{HX}} \quad \eta_{sCO_2 gases} = \eta_{sCO_2} \cdot \eta_{HX}$ $\eta_{HX} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{\dot{Q}_{HX max}} \quad \eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CG} + \dot{W}_{sCO_2}}{\dot{Q}_{CG}}$	

Como se verá en los resultados del ciclo Regenerativo, los gases de escape salen con una temperatura demasiado alta. A fin de aprovechar mejor la energía de los gases, se ha planteado una alternativa con dos recuperadores, el ciclo de Calentamiento Parcial (Partial Heating). Este modelo se caracteriza a partir de \dot{n}_{CH_4} , λ , PP , r_c y η_T obtenidos del Brayton con $T_{IT}=950$ y se aplica tanto al modo Regenerativo como al Básico. Además, se realizan un conjunto de pruebas con distintas presiones de entrada a turbina de CO_2 para optimizar la eficiencia del ciclo combinado.

Hasta ahora, se han conseguido buenos resultados con el ciclo de gas Regenerativo pero no así con el Básico. Para ello, tomando las condiciones del Brayton con Microturbina ya consolidadas, se proponen dos nuevas configuraciones de CO_2 : el ciclo Cascada con 1 y 2 recuperadores. En el segundo caso se estudia además el equilibrado de los regeneradores para determinar, en función de la presión de entrada a turbina, las curvas de rendimiento y seleccionar las condiciones óptimas de operación.

Llegados a este punto se ha escogido el diseño de mayor interés y solo resta implementarlo a los distintos tamaños de turbina de gas y compararlos entre sí.

Para modelar la Turbina Industrial, se toman los datos de temperatura de salida de gases, la potencia nominal del ciclo y el flujo de gases de escape de la tabla de prestaciones de NREL (Figura 51). Se diseñan las ecuaciones de forma similar a como se hizo en el caso de Microturbina y se obtienen los valores de η_{TG} , T_{IT} y \dot{n}_{CH_4} que luego se llevan al código de ciclo combinado.

Para modelar la Turbina de Central de Ciclo Combinado, se toman los datos de temperatura de salida de gases, la potencia nominal del ciclo y el flujo de gases de escape, del modelo SGT5-4000F de SIEMENS (Figura 52). Al igual que antes, a partir de las ecuaciones de la Microturbina, se obtienen los valores de η_{TG} , T_{IT} y \dot{n}_{CH_4} que definen las condiciones del ciclo combinado. Finalmente, entre los tres ciclos combinados, se ha seleccionado el protagonista del resto del estudio.

Cost and Performance Characteristics ³	System 1	System 2	System 3	System 4	System 5
Nominal Capacity (kW)	1,000	5,000	10,000	25,000	40,000
Gas Turbine Characteristics					
Electrical Efficiency (%), LHV	24.3	30.1	32.2	38.0	41.0
Electric Heat Rate (Btu/kWh), HHV ⁴	15,580	12,590	11,765	9,945	9,220
Electrical Efficiency (%), HHV	21.9	27.1	29.0	34.3	37.0
Fuel Input (MMBtu/hr)	15.6	62.9	117.7	248.7	368.8
Installed Cost - Power Only (2003 \$/kW)	1,403	779	716	659	592
Installed Cost - CHP (2003 \$/kW) ⁵	1,910	1,024	928	800	702
O&M Costs (2003 \$/kWh)	0.0096	0.0059	0.0055	0.0049	0.0042
Required Fuel Gas Pressure (psig)	95	160	250	340	435
CHP Characteristics					
Exhaust Flow (1,000 lb/hr)	44	162	316	571	954
Turbine Exhaust Temperature (°F)	950	950	915	950	854
HRSG Exhaust Temperature (°F)	320	320	320	320	320
Steam Output (MMBtu/hr)	6.7	25.0	46.5	89.9	127.3
Total CHP Efficiency ⁶	65	67	69	70	72
Heat/Fuel Ratio ⁷	0.43	0.40	0.40	0.36	0.35
Power/Heat Ratio ⁸	0.51	0.68	0.73	0.95	1.07
Net Heat Rate (Btu/kWh) ⁹	7,205	6,343	5,953	5,453	5,242

Source: Energy and Environmental Analysis, Inc., estimates for "typical" commercially available turbine systems.

Figura 51. Tabla de prestaciones para Turbina Industrial (2003), NREL [1]

Simple cycle power generation	
Power output	329 MW
Fuel (examples)	Natural gas, LNG, sour gases, distillate oil, bio-diesel, kerosene, jet fuel, condensate; other fuels on request
Frequency	50 Hz
Gross efficiency	41.0%
Heat rate	8,780 kJ/kWh (8,322 Btu/kWh)
Turbine speed	3,000 rpm
Pressure ratio	20.1 : 1
Exhaust mass flow	724 kg/s (1,596 lb/s)
Exhaust temperature	599 °C (1,110 °F)
NO _x emissions	≤ 25 ppmvd at 15% O ₂ on fuel gas (without water injection for NO _x control), ≤ 42 ppmvd at 15% O ₂ on fuel oil (with water injection for NO _x control), ≤ 58 ppmvd at 15% O ₂ on fuel oil (without water injection for NO _x control)

Figura 52. Tabla de prestaciones para la Turbina de CC SGT5-4000F, SIEMENS [30]

3.3 CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES

Como ya se sabe, los intercambiadores son elementos de gran importancia en el conjunto de una instalación, pues determinan en gran medida la eficiencia y el coste de la planta. Es por ello que se debe determinar el diseño y el modo de operación que se adapta de la mejor forma a las características y condiciones del sistema.

Se ha optado por intercambiadores de circuito impreso (PCHE), pues son más compactos y capaces de soportar condiciones de presión y temperatura elevadas. El fabricante es HEATRIC (https://www.heatric.com/diffusion_bonded_heat_exchangers..html).

La Figura 53 muestra un esquema de los intercambiadores tipo PCHE con las indicaciones de las dimensiones principales a tener en cuenta en el diseño. El proceso de fabricación de HEATRIC limita la base de cada módulo a $0,6 \times 0,6 \text{ m}^2$, con un número máximo de 96.000 canales de 1,5m de altura (H). Para evitar problemas de flexión, el número de módulos en un intercambiador no debe de superar los 14 ($L \leq 8,5$). Y el diámetro máximo de tubería es de 0,9 m.

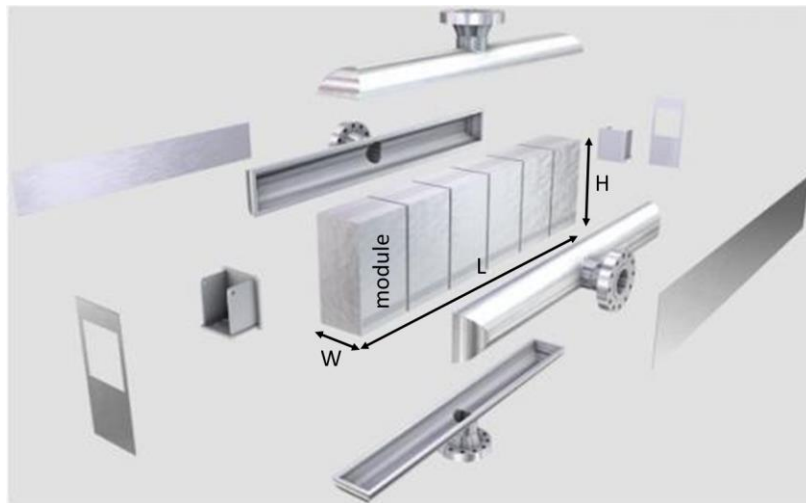


Figura 53. Esquema de un PCHE con los parámetros dimensionales fundamentales

Aumentar el número de tubos implica disminuir su diámetro, aumentando la densidad de área de transferencia de calor de los PCHE. Esto mejorará el coeficiente global de transferencia, sin embargo, cuanto menor sea el tamaño de los canales mayor la pérdida de

carga, lo que perjudica al rendimiento global de la instalación. Por ello es necesario obtener el diseño de los PCHE adecuado en función de las pérdidas de presión que se permitan en cada caso.

Para su diseño se ha seguido el método detallado en el artículo [2], que consiste en dividir cada intercambiador de calor en elementos de menor tamaño (sub-intercambiadores) para obtener el comportamiento de cada fluido a lo largo de cada canal. Se empieza introduciendo las condiciones de presión y temperatura del fluido de entrada y de salida, así como la condición de caída de presión máxima permitida. A partir de aquí se lleva a cabo un proceso iterativo hasta que se alcanza el equilibrio térmico en cada canal y se consiguen las dimensiones que satisfacen todas las restricciones.

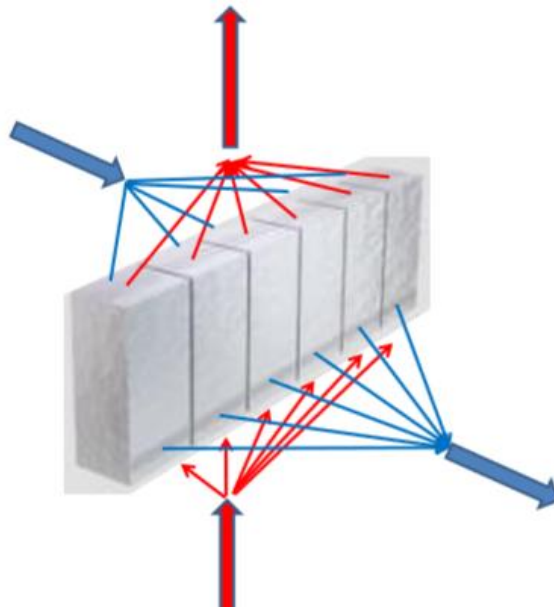


Figura 54. Dirección y sentido de los flujos que atraviesan un PCHE [56]

El proceso juega con tres correlaciones empíricas diferentes obtenidas de los estudios realizados por Moisseytsev, Gnielinsky y Dittus-Boelter. Se calculan para cada elemento i :

$$Nu_i = 4.089 \quad (Re_i < 2300) \quad (4)$$

$$Nu_i = 4.089 + \frac{Nu_{5000} - 4.089}{5000 - 2300} (Re_i - 2300) \quad (2300 \leq Re_i < 5000) \quad (5)$$

$$Nu_i = \frac{(f_i / 8)(Re_i - 1000) \cdot Pr_i}{1 + 12.7 \cdot (Pr_i^{2/3} - 1) \cdot \sqrt{f_i / 8}} \quad (Re_i \geq 5000) \quad (6)$$

Donde f es el factor de fricción de Darcy y Pr es el número de Prandtl. Moissseytsev definió otra relación exclusiva para CO₂, donde el número Nusselt se calcula como función del factor de Colburn (j):

$$Nu_i = j_i \cdot Re_i \cdot Pr_i^{1/3} \quad (7)$$

$$j_i = \frac{4.1}{Re_i} \left(1 + \frac{Re_i + 50}{1000}\right) \quad (Re_i < 2300) \quad (8)$$

$$j_i = 0.6 \cdot 0.1341 \cdot Re_i^{-0.3319} \quad (Re_i \geq 2300) \quad (9)$$

Finalmente se verifica la caída de presión según la ecuación (10) y con la ecuación (11) se obtiene la transferencia de calor en cada elemento a partir del coeficiente de transmisión de calor (U), el perímetro mojado (P) la longitud (L) y la diferencia de temperaturas de los flujos en cada sub-elemento.

$$\dot{Q}_i = U_i \cdot L_i \cdot P_i \cdot (T_{hot,i} - T_{cold,i}) \quad (10)$$

$$\Delta p_i = f \left(\frac{L_i}{D_i}\right) \left(\frac{c_i^2}{2}\right) \quad (11)$$

Así, por ejemplo, para la corriente fría, el proceso de iteración del código propio empleado seguiría los siguientes pasos:

1. Se definen el número de tubos del intercambiador, un valor inicial que se crea conveniente: n_{tuboscal}

2. El número de tubos de flujo frío es igual al número de tubos de flujo caliente, luego $n_{\text{tubosfrio}}=n_{\text{tuboscal}}$. La energía térmica intercambiada en un sub-elemento se define como el calor total en un tubo frío dividido entre el número elementos (N).
 $q_{\text{nodof}}=q_{\text{tubofrio}}/N$

3. La longitud de cada elemento y el perímetro de los tubos se expresa como:

$$L[i]=q_{\text{nodof}}/(U[i]*(3,14*r+d)*(T_{\text{cmed}}[i]-T_{\text{fmed}}[i]))$$

$$\text{perim}=(3,1416*r+d)$$

4. El coeficiente de transmisión de calor (U), es función del coeficiente H, que a su vez depende del número de Nusselt:

$$U[i]=1/(1/H_{\text{cal}}[i]+1/H_{\text{frio}}[i]+t/k)$$

$$H_{\text{frio}}[i]=\text{Nuss}_{\text{frio}}[i]*k_{\text{frio}}[i]/(D_{\text{hidfrio}})$$

5. Como se ha explicado anteriormente, el número de Nusselt es distinto en función del valor del número de Renoylds (Re), cuyo valor se obtiene a partir de la velocidad del flujo, el diámetro hidráulico, densidad y viscosidad del fluido:

$$\text{Re}_{\text{frio}}[i]=\text{dens}_{\text{frio}}[i]*\text{vel}_{\text{frio}}[i]*D_{\text{hidfrio}}/\text{visco}_{\text{frio}}[i]$$

$$\text{vel}_{\text{frio}}[i]=m_{\text{dot}_{\text{tubofrio}}}/(\text{dens}_{\text{frio}}[i]*A_{\text{tubo}})$$

Donde el flujo másico que recorre un tubo será el flujo total que se conoce por el ciclo calculado entre el número total de tubos.

6. La Presión de flujo frio nuevo [i+1] es igual a la presión del flujo frío actual más $\text{delta}_{\text{pf}}[i]$, luego se tiene:

$$P_{\text{fnuevo}}[i+1]=P_{\text{f}}[i]+(f_{\text{frio}}[i]/d_{\text{hidfrio}}*\text{dens}_{\text{frio}}[i]*\text{vel}_{\text{frio}}[i]^2/2*L[i])/100000$$

$$P_{\text{f}}[i+1]=P_{\text{fnuevo}}[i+1]$$

Cada vez que se calcula una nueva presión, se calcula la media entre la anterior y esta nueva: $P_{\text{fmed}}[i]=(P_{\text{f}}[i]+P_{\text{f}}[i+1])/2$

Se hace esto mismo con la temperatura y la entalpía.

- Los valores medios de las variables termodinámicas calculadas son los que se utilizan en el cálculo de las propiedades del fluido, densidad, viscosidad y conductividad.

Parámetros necesarios para el cálculo de los números de Nusselt y Reynolds.

$$\begin{aligned} \text{dens_frio}[i] &= \text{Density}(\text{CarbonDioxide}; T=T_fmed[i]; P=p_fmed[i]) \\ \text{visco_frio}[i] &= \text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}; T=T_fmed[i]; P=P_fmed[i]) \\ \text{k_frio}[i] &= \text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}; T=T_fmed[i]; P=P_fmed[i]) \\ \text{pr_frio}[i] &= \text{Prandtl}(\text{CarbonDioxide}; T=T_fmed[i]; P=P_fmed[i]) \end{aligned}$$

- Con todo ello, finalmente se comprueba que se alcanzan los equilibrios térmicos y que no se superan las pérdidas carga.

Los parámetros de entrada y salida para el cálculo de los intercambiadores tipo PCHE a partir en el código propio, se muestran en la Tabla 15 y

Tabla 16.

Tabla 15. Variables de entrada del cálculo del intercambiador PCHE

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_fe	Temperatura del fluido frio a la entrada del intercambiador [°C]
P_fe	Presión del fluido frio a la entrada del intercambiador [bar]
T_fs	Temperatura del fluido frio a la salida del intercambiador [°C]
P_fs	Presión del fluido frio a la salida del intercambiador [bar]
T_ce	Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador [°C]
P_ce	Presión del fluido caliente a la entrada del intercambiador [bar]
T_cs	Temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador [°C]
P_cs	Presión del fluido caliente a la salida del intercambiador [bar]
deltap_c	Pérdida de carga máxima aceptable del fluido caliente [bar]
deltap_f	Pérdida de carga máxima aceptable del fluido frio[bar]

Tabla 16. Variables de salida del cálculo del intercambiador PCHE

n_modules	Número de módulos del intercambiador [-]
n_tubos	Número de tubos del intercambiador [-]
A_frontal	Área frontal del intercambiador [m ²]
Length	Longitud del intercambiador [m]
Volume	Volumen total del intercambiador [m ³]
delta_fp_total	Pérdida de carga total en el fluido frío [bar]
delta_cp_total	Pérdida de carga total en el fluido caliente. [bar]
Q_dot_total	Calor total intercambiado en el conjunto [W]

Bajo el mismo método, se han dimensionado cuatro intercambiadores en total:

- HTR y LTR, ambos son de CO₂/CO₂
- PC, de CO₂/H₂O
- HX, de gases de escape/CO₂

Dado que la geometría es muy cerrada (hay el mismo número de canales calientes que fríos) siempre se va a dar que la pérdida de carga de una corriente es la nominal pero la otra es mucho más pequeña que la nominal. Por otro lado, debido a las malas propiedades del aire, se comprobará que el HX genera un tamaño mucho mayor que los otros. Para reducir su tamaño se ha de aumentar el límite de pérdida de carga permitida en el aire.

Al introducir las nuevas pérdidas de carga en el código del ciclo combinado en estudio se observa un cambio en las condiciones de presión y temperatura de los puntos, así como en el coeficiente de reparto del flujo impulsado por el compresor (Figura 44) “ α ” y el flujo molar de CO₂ (n_dot_CO2). Con los nuevos parámetros del ciclo se recalculan los intercambiadores hasta que convergen de nuevo en las dimensiones definitivas de los equipos.

3.4 CÁLCULO DE TUBERÍAS

Para el diseño de las tuberías se han seguido las recomendaciones de la norma Norsok P-001 [57] según la cual primero se verifica el criterio de máxima velocidad y luego se comprueba que se cumple el criterio de máxima pérdida de carga.

Para las tuberías de gases y CO₂ la máxima velocidad permitida en un conducto de gas para evitar problemas de ruido y vibraciones se determina según la ecuación (12) o $v_{\max} = 60$ m/s, la que sea menor.

$$v_{\max} = 175 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0.43} \quad (12)$$

En las tuberías de agua, la máxima velocidad permitida es de 6m/s.

La primera parte de este proceso de cálculo consiste en determinar el diámetro de tubería mínimo (interior) que satisfaga la velocidad máxima permitida. Para ello se emplea el principio de conservación de masa, que se traduce en la ecuación (13), donde \dot{m} es el flujo másico y ρ la densidad del fluido.

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\rho w_{\max}}} \quad (13)$$

El segundo paso es la determinación del tipo de material, que será diferente según la aplicación de la tubería. Los conductos de CO₂ operan a presión y temperaturas muy elevadas (de hasta 300 bar), por lo que se recomiendan aleaciones resistentes como el Inconel 740H. Esta aleación con base de níquel está muy presente en el ámbito de plantas de generación avanzadas, principalmente en ciclos de vapor ultra-supercríticos y ciclos de sCO₂. Sus propiedades se pueden encontrar en el documento ASME Code Case 2702 [58].

En cuanto a los conductos de agua y de gas, puesto que no hay requerimientos especiales, se recomienda el uso de acero al carbono A-106B. Se trata de un material comúnmente empleado en el diseño de tuberías de plantas de potencia. Sus límites de tensión se encuentran en el catálogo ASME B31.1 [59].

Una vez que se ha escogido el material, la máxima tensión admisible (σ) como función de temperatura se puede encontrar en los respectivos catálogos. A continuación se calcula el espesor mínimo de tubería (t_{\min}), a partir de la ecuación (14) recogida en [59]. D_0 es el diámetro de tubería exterior, σ es el límite de tensión máximo del material, p es la presión de diseño interna, y es un coeficiente función de temperatura (0.4 en este caso) y A es un espesor adicional.

$$t_{\min} = \frac{pD_0}{2(\sigma + py)} + A \tag{14}$$

Se procede con un método iterativo que comienza por escoger del catálogo ASME B36.10M [60] un primer diámetro normalizado (DN), mayor que el valor D_{\min} ya calculado, tomando el valor de D_0 . Con ello se puede calcular t_{\min} , y se busca en [60] un espesor normalizado (Schedule) mayor. De no existir un espesor igual o mayor que el calculado, el flujo másico tendrá que ser dividido en las tuberías paralelas que se precisen hasta conseguir un espesor normalizado presente en el catálogo.

Una vez determinado el diámetro de la tubería a partir del criterio de máxima velocidad, se ha de comprobar que la máxima presión no supera los límites definidos en la norma NORSOK [57]. Según se observa en la tabla extraída de la misma (Figura 55), la máxima pérdida de carga recomendada en tuberías de gas depende de la presión de operación del conducto

Operating pressure (barg)	Pressure drop (bar/100 m)
0 to 35	0,001 to 0,11
35 to 138	0,11 to 0,27
over 138	P/500 ^a
^a P is operating pressure in bara.	

Figura 55. Pérdida de carga recomendada para tuberías de gas

La caída de presión en cada tubería se expresa en bar/100 m y se calcula con la ecuación de Darcy-Weisbach [ecuación (15)], donde el factor de fricción (f) se obtiene de la ecuación de Colebrook [ecuación (16)], siendo d el diámetro interno de la tubería, ε la rugosidad y Re_d el número de Reynolds.

$$\frac{h_f}{L} = \frac{f}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (15)$$

$$\frac{1}{f} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re_d \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (16)$$

Si después de todo, la pérdida de carga cae fuera del rango recomendado, se incrementa el diámetro de la tubería hasta obtener valores aceptados por la norma.

3.5 ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico se divide en tres fases. Una primera fase de cálculo de costes de inversión. Una segunda etapa de cálculo del coste normalizado de generación (LCOE) y una tercera de análisis de sensibilidad.

3.5.1 COSTE DE INVERSIÓN DEL sCO₂

Se ha seguido la metodología descrita en el artículo [61], que toma como base la inversión de un ciclo Brayton 10MWe de recompresión con sCO₂ desarrollado por el SNL. Para calcular la inversión del presente proyecto se hace una extrapolación de los costes usando leyes de economías de escala.

Tabla 17. Desglose de costes del proyecto de recompresión con sCO₂ desarrollado por BEJAN [62]

Activo fijo o inmovilizado (INV)	Costes directos (CD)	Costes instalados (CE)	Coste de Compra de Equipo (CCE)
			Instalación de los equipos comprados (20÷90% de CCE)
			Tuberías (10÷70% de CCE)
			Control e Instrumentación (6÷40% de CCE)
			Equipos eléctricos y materiales (10÷15% de CCE)
		Costes no instalados (CNE)	Terreno (0÷10% de CCE)
			Trabajo civil, estructural y de arquitectura (15÷90% de CCE)
			Servicios de Atención (30÷100% de CCE)
	Costes Indirectos (CI)	Supervisión e Ingeniería (25÷75% de CCE)	
		Costes de construcción y subcontratas (15% de CD)	
Contingencias (5÷20% de INV)			
Otros Costes	Costes de Arranque (5÷12% de INV)		
	Mano de obra (10÷20% de INV)		
	Licencias, investigación y desarrollo		

La parte de inversión que está bajo consideración en este caso, es la relativa a los costes directos instalados (CE) exclusivamente, puesto que esta propuesta no contempla gastos de terreno y construcción ni gastos indirectos relacionados con ingeniería, supervisión y contingencias. Por lo tanto, del desglose presentado en la Tabla 17, sólo se estiman los costes de compra de equipo (CCE).

El coste directo instalado total (CE) será la suma del coste de compra de equipos y del coste de instalación auxiliar [ecuación (17)]. A partir del desglose de inversiones del proyecto de SNL dado en la Tabla 18 se obtiene un ratio de la inversión en instalaciones auxiliares a coste de compra [ecuación (18)] de equipos de 1,1875, lo que está en consonancia con los rangos dados por la Tabla 17.

Tabla 18. Costes directos instalados (CE) de la central de 10MWe de ciclo sCO2 Brayton con recompresión

Componente	Estimación (\$)
LTR	3M
HTR	5M
PC	2M
Turbina-alternador-compresor	6M
CCE total	16M
Instalaciones auxiliares	19M
Coste directo instalado	35M

$$CE = CCE + \alpha \cdot CCE \quad (17)$$

$$\alpha = \frac{Inst.Aux}{CCE} \quad (18)$$

Haciendo uso de la relación α , se estima el coste instalado (CE) y, asumiendo que ya se dispone de las infraestructuras (CNE nulos) y despreciando los costes indirectos (CI nulos), se obtiene 1 activo inmovilizado (INV) del proyecto.

Los intercambiadores y las turbomáquinas (compresor y turbina), constituyen los únicos gastos de equipo. Para los primeros, dado que se fabrican en cadena, se puede asumir economía de escala, considerando un módulo como la magnitud base. El número de módulos obtenido en el dimensionado de intercambiadores debe ser convertido previamente a la longitud real. La ley de escala seguida viene dada por la ecuación (19), donde el factor de escala que se toma es de 0,4 y el subíndice “0” se refiere al prototipo del SNL.

$$CCE_{HX} = CCE_{HX_0} \cdot \left(\frac{Nm_{HX}}{Nm_{HX_0}} \right)^{0,4} \quad (19)$$

Para las turbomáquinas se ha seguido la metodología descrita por Driscoll y Hejzlar, basada en las ecuaciones (20) a (23).

$$PEC_{W,P,T} = f_W \cdot f_P \cdot f_T \cdot PEC_{W_0,P_0,T_0} \quad (20)$$

$$f_W = \left(\frac{W}{W_0} \right)^{0,68} \quad (21)$$

$$f_P = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{-0,6} \quad (22)$$

$$f_T = \frac{3.35 + \left(\frac{T[^\circ C]}{1000} \right)^{7.8}}{3.35 + \left(\frac{T_0[^\circ C]}{1000} \right)^{7.8}} \quad (23)$$

3.5.2 COSTE NORMALIZADO DE ELECTRICIDAD (LCOE)

La electricidad es un bien volátil, su precio varía cada año en función del panorama energético y del marco regulatorio. Es por ello que la valoración económica de los proyectos energéticos sólo resulta útil si se hace siguiendo un criterio que normalice los costes. El coste normalizado de generación de electricidad (LCOE) proyecta hacia el futuro el total de los costes del conjunto y los descuenta al momento actual, de forma que, en base al coste de generación, se hace factible su comparación con otras alternativas. Para su estimación, se han seguido las pautas establecidas en el capítulo de Viabilidad económica del libro Ingeniería Energética [62], comparando la diferencia entre el ciclo de potencia de gas (TG) y el ciclo combinado (CC), por lo que se ha calculado el LCOE de ambos.

El LCOE viene determinado por los tres tipos de coste mostrados en la ecuación (24): un coste de inversión por los equipos comprados, un coste por el consumo de combustible y otro de mantenimiento y operación. Las expresiones de cada coste se dan en las ecuaciones (25) a (27).

$$LCOE = LC_{INV} + LC_{FUEL} + LC_{OM} \quad (24)$$

$$LC_{INV} = \frac{INV[€]}{P_{nom} \cdot h_{operación}} \cdot f_a \quad (25)$$

$$LC_{FUEL} = \left(\frac{F_o [€ / kWh] \cdot 1000}{\eta} \right) \cdot f_{\Sigma}^F \cdot f_a \quad (26)$$

$$LC_{OM} = OM_e [€ / kWh] \cdot 1000 \cdot f_{\Sigma}^{OM} \cdot f_a \quad (27)$$

A la hora de calcular el coste de inversión, se ha de calcular la inversión de la turbina de gas (cuyo coste se puede encontrar en el catálogo NREL [1] bajo “Power Only”) y la inversión del ciclo sCO₂ determinada en el apartado 3.5.1, para sumarlos y obtener la inversión total del ciclo combinado. La potencia (P) y el rendimiento (η) variarán según se trate de la TG o el CC. El coste de inversión de la TG está en base al año 2003. Para extrapolar inversiones

de fechas anteriores al tiempo presente se emplea el índice CEPCI, cuyos valores vienen reflejados en la Tabla 19.

$$INV[€/kW] = \frac{CEPCI_{2017}}{CEPCI_o} \cdot INV_o * Conversión_{\$/€} \quad (28)$$

Tabla 19. Índice temporal CEPCI

Año	Indicador CEPCI
2003	402
2004	444.2
2005	488.2
2006	499.6
2007	525.4
2008	575.4
2009	521.9
2010	550.8
2011	585.7
2012	584.6
2013	567.3
2014	576.1
2015	556.8
2016	541.7
2017	568.2

Además, se ha de tener en cuenta que el coste de inversión viene dado en €/kW, por lo que se debe multiplicar por la potencia nominal en cada caso. El resto de factores de la ecuación (24) se determinan con la ecuación (30) (factor de amortización), (31) y (32) (factores de acumulación del combustible y de los gastos de operación y mantenimiento, respectivamebte).

$$INV[€] = INV[€/kW] \cdot P_{nom} \quad (29)$$

$$f_a = \frac{i \cdot (1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (30)$$

$$f_{\Sigma}^F = \frac{k_F \cdot (1 - k_F^N)}{1 - k_F} \quad k_F = \frac{1 + r_F}{1 + i} \quad (31)$$

$$f_{\Sigma}^{OM} = \frac{k_{OM} \cdot (1 - k_{OM}^N)}{1 - k_{OM}} \quad k_{OM} = \frac{1 + r_{OM}}{1 + i} \quad (32)$$

La tasa nominal de incremento (r) empleada para los distintos gastos y la tasa de descuento (i) se recogen en la Tabla 20.

Tabla 20. Tasas nominales de incremento y tasa de descuento

Tasa Nominal de Incremento (r)	
Tarifa eléctrica (r _e)	5%
Combustible (r _F)	5%
Mantenimiento (r _{OM})	2,5%
Tasa de Descuento (i)	
	10%

Las horas de operación y años de vida del proyecto se indican en la Tabla 21.

Tabla 21. Horas de operación anuales y años de vida del proyecto

Vida del Proyecto (N)	25	años
Horas de operación anuales (H)	5500	horas/año

Finalmente, puesto que los datos requeridos estaban en \$, se ha considerado un factor de conversión a € de **0,86**, según el mercado actual de divisas.

3.5.3 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

Se plantean varios casos de estudio:

- A) Variación del coste de combustible desde un 10% más barato hasta un 30% más caro.
- B) Incorporación de una tasa por emisiones de CO₂. Se tomará un factor de emisión de CO₂ debida a la combustión de gas natural de 204 gCO₂/kWh (según la normativa [63]) y un coste de CO₂ de 5 a 75 €/ton.
- C) Combinación de ambos factores en los casos de precio de combustible más extremos.
- D) Sustitución del intercambiador de gases/CO₂ por uno de flujos cruzados mediante la interposición de un circuito intermedio de sales fundidas.

Capítulo 4. RESULTADOS

4.1 MODELADO DE CICLOS

4.1.1 BRAYTON REGENERATIVO. MICROTURBINA (μ TG)

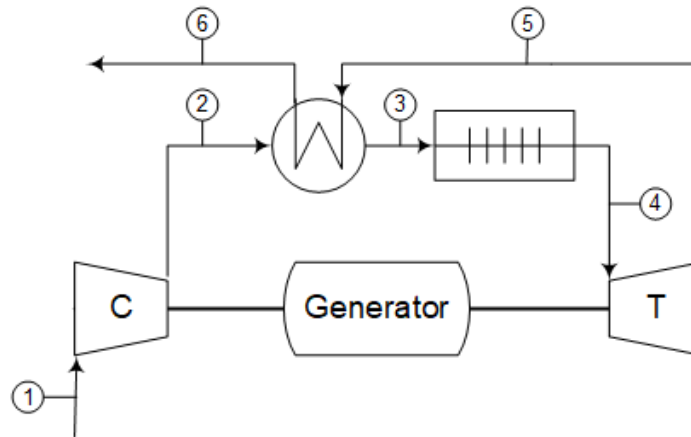


Figura 56. Esquema Brayton Regenerativo con μ TG

Tabla 22. Propiedades y parámetros del Brayton Regenerativo con μ TG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]
1	15	1	
2	162,9	3,401	135
3	625	3,299	
4	950	3,2	
5	698	1,031	653,2
6	255,6	1	

Pérdida de Presión en Caldera (Δp_{cc})	3/100
Pérdida de Presión en Regenerador (Δp_{reg})	5/100
Temperatura de entrada en turbina (T_{IT})	950
Flujo másico de aire (\dot{n}_a)	0,022542
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	0,000369
PP	73
PP ₆₋₂	92,73
Capacidad eléctrica nominal (\dot{W}_{CG})	100
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	296,1
Trabajo de la turbina (\dot{W}_{TG})	221,3
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	110,2
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Eficiencia de la Turbina (η_T)	0,8521
Eficiencia del Compresor (η_c)	0,8095
Eficiencia del regenerador (ξ)	0,8267
Eficiencia Neta (η_E)	0,3377
Eficiencia HHV (η_{HHV})	0,3042

Como se explicó en el epígrafe 3.2, se han estudiado 7 tablas (con un PP distinto cada una) para cada temperatura de entrada en turbina (T_{IT}). Los pares PP- η_T con los que se alcanzan los valores de rendimiento que se buscaban se recogen y se representan en la Tabla 23 y Figura 57.

Tabla 23. Pares de p_2 y PP óptimos para maximizar el rendimiento del ciclo en cada T_{IT}

P_2	PP	η_T	T_4	W_{esp}	η_{EHHV}
$T_{IT}: 850$					
2,992	60	0,8411	850	45,51	0,2765
3,004	61	0,8411	850	45,64	0,2755
3,016	62	0,8411	850	45,77	0,2745
3,018	63	0,8389	850	45,4	0,2717
3,03	64	0,8389	850	45,52	0,2708
3,042	65	0,8389	850	45,63	0,2699
$T_{IT}: 900$					
3,25	69	0,8521	900	55,19	0,2932
3,263	70	0,8521	900	55,33	0,2923
3,276	71	0,8521	900	55,46	0,2914
3,289	72	0,8521	900	55,6	0,2905
3,301	73	0,8521	900	55,73	0,2897
3,314	74	0,8521	900	55,86	0,2888
$T_{IT}: 950$					
3,375	71	0,8521	950	61,64	0,306
3,389	72	0,8521	950	61,79	0,3051
3,401	73	0,8521	950	61,93	0,3042
3,415	74	0,8521	950	62,08	0,3034
3,407	75	0,8484	950	61,2	0,2995
3,42	76	0,8484	950	61,34	0,2987
3,433	77	0,8484	950	61,48	0,2978

Con los ajustes anteriores se obtiene una temperatura de salida del regenerador (para ir a la caldera de recuperación) del orden de 260°C, demasiado baja para el sCO₂. Por ello, este modelo sólo sirve para obtener los rendimientos isentrópicos del compresor y turbina de la TG.

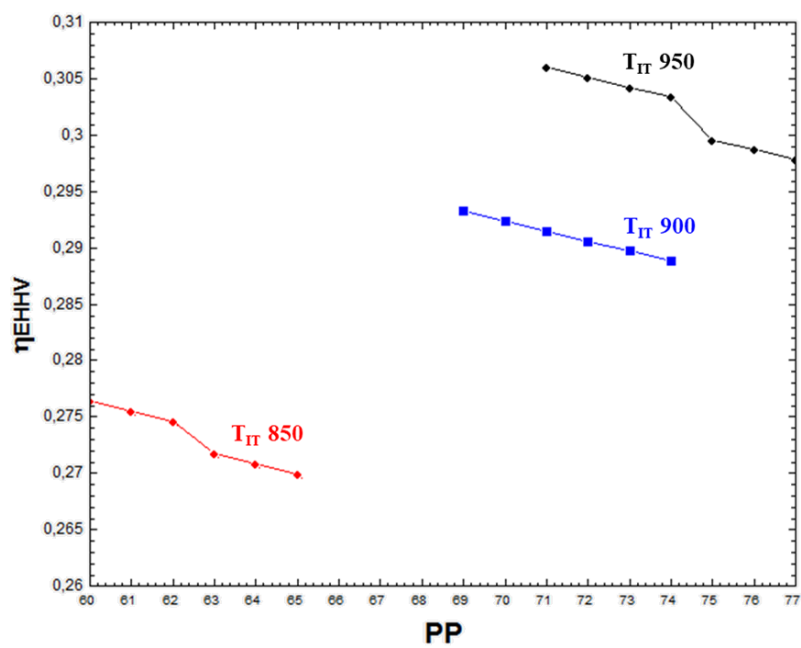


Figura 57. Representación gráfica de los datos recogidos en la Tabla 23

4.1.2 BRAYTON BÁSICO. MICROTURBINA (μ TG)

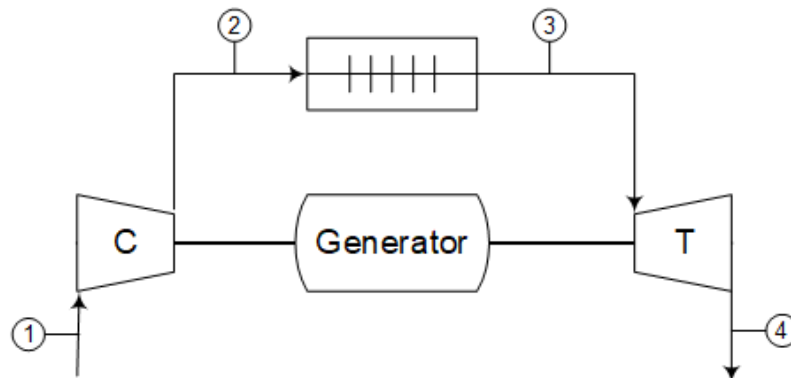


Figura 58. Esquema Brayton Básico con μ TG

Tabla 24. Propiedades y parámetros del Brayton Básico con μ TG

	T [°C]	P[bar]
1	15	1
2	194,2	4,218
3	950	4,091
4	650	1

Pérdida de Presión (Δp_{cc})	3/100
Flujo másico de aire (\dot{n}_a)	0,02044
Flujo másico de CH ₄ (\dot{n}_{CH_4})	0,0006641
Temperatura de entrada en turbina (T_{IT})	950
Capacidad eléctrica nominal (\dot{W}_{CG})	100
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	533
Trabajo de la turbina (\dot{W}_{TG})	218,8
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	107,6
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Eficiencia de la Turbina (η_T)	0,8521
Eficiencia del Compresor (η_c)	0,8095
Eficiencia Neta (η_E)	0,1876
Eficiencia HHV (η_{HHV})	0,169

Fijando η_c y η_T de los ajustes anteriores, así como las temperaturas de entrada y salida en turbina, se obtienen las prestaciones de una turbina de gas en ciclo simple de 100 kWe de potencia neta (Tabla 25).

Tabla 25. Resultados del ciclo en función de las distintas T_{IT} y η_T correspondientes

T_3	η_T	p_2	λ	\dot{n}_f	η_E	η_{EHHV}	W_{esp}	\dot{W}_T
850	0,8411	2,739	2,499	0,0009424	0,1322	0,1191	50,15	221
900	0,8521	3,384	2,353	0,0007656	0,1628	0,1466	64,42	216,6
950	0,8521	4,218	2,233	0,0006641	0,1876	0,169	77,01	218,8

El valor de la relación de presiones (r) se fija según la temperatura de gases de escape impuesta. Como se observa en la Figura 59, a menor temperatura de escape mayor debe ser la relación de presiones. Y a mayor relación de presiones, mayor el rendimiento. Puesto que la temperatura de salida que se desea es de 650°C, para maximizar el rendimiento se tomará el caso de 950°C como temperatura de entrada en turbina de gas (T_{IT}).

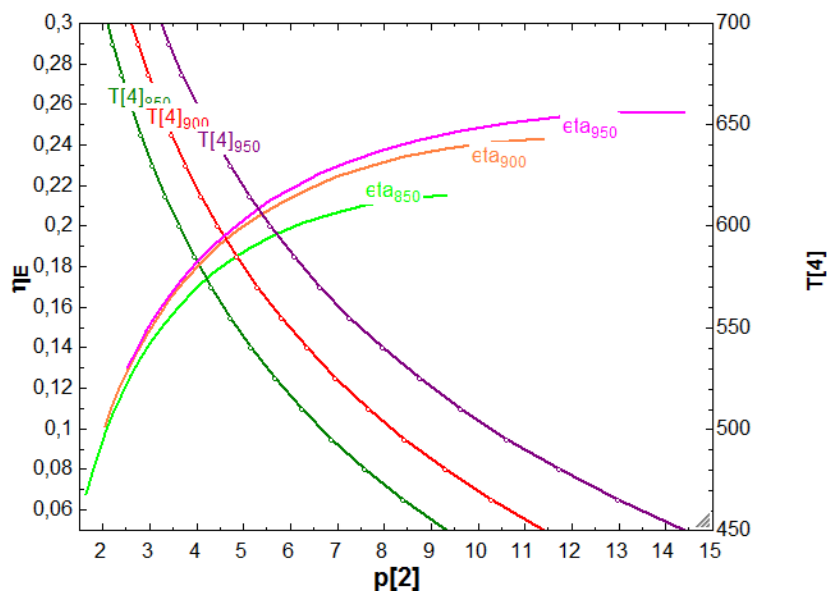


Figura 59. η_E y temperatura de salida como función del ratio de presiones y la TIT

Se ha comprobado que el rendimiento del ciclo de gas sale por debajo de lo esperado, lo que penalizará el del ciclo combinado. Eso quiere decir que probablemente el diseño para el ciclo de gas básico sólo tiene sentido para ciclos combinados o turbinas más grandes que no partan de un ciclo regenerado y, por tanto, operen con una r mayor.

4.1.3 sCO₂ REGENERATIVO. BRAYTON BÁSICO (μTG)

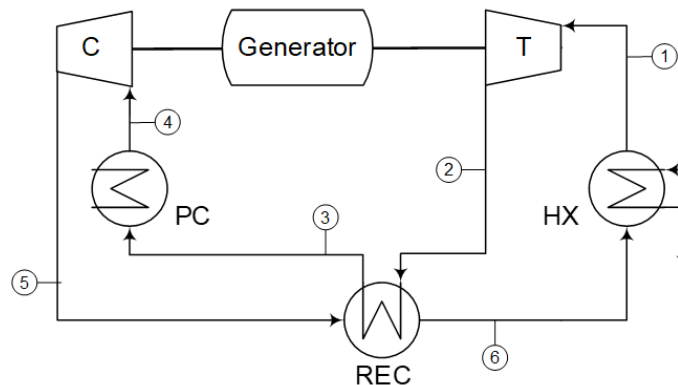


Figura 60. Esquema sCO₂ Regenerativo y Brayton Básico con μTG

Tabla 26. Propiedades y parámetros del sCO₂ Regenerativo y Brayton Básico con μTG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	640	200	640,7		0,1316
2	537,4	85,8	522,2	501,3	0,1577
3	77,39	85,4	-24,66		-0,8477
4	35	85	-197,9		-1,388
5	62,39	200,8	-176,5	-180,8	-1,376
6	421,8	200,4	370,4		-0,2069

Temperatura de entrada en turbina gas (T_{IT})	950
T. de gas de entrada y salida en HX (T_{4g}/T_{5g})	650/431,8
Flujo másico de CH ₄ (\dot{n}_{CH_4})	0,0006641
PP Intercambiador (PP _{hx})	10
Calor en Intercambiador (Q_{FC})	151,5
Eficiencia del Intercambiador (η_{CR})	0,3591
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{CG})	0,8521
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP _{rec})	15
Calor en Recuperador (Q_{rec})	306,6
Calor en PreCooler (Q_{PC})	97,13
Trabajo de la turbina (\dot{W}_T)	66,42
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	12,03
Trabajo Neto S-CO ₂ (\dot{W}_{CO_2})	48,95
Eficiencia del S-CO ₂ (η_{CO_2})	0,3231
Eficiencia del S-CO ₂ gases ($\eta_{SCO_2\text{gases}}$)	0,116
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,2795

Se logra un rendimiento del CC de apenas un 30%, con una temperatura de salida de gases todavía muy alta. Para solventarlo se propone el esquema 4.1.4.

4.1.4 sCO₂ RECOMPRESIÓN. BRAYTON BÁSICO (μT)

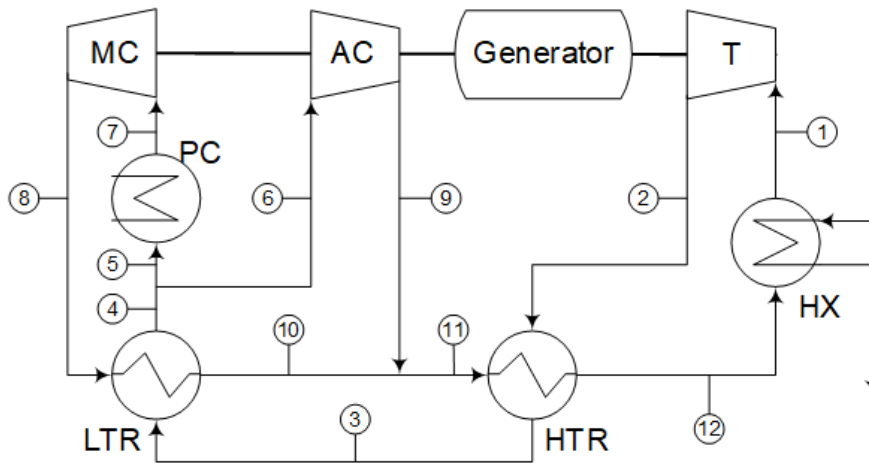


Figura 61. Esquema sCO₂ Recompresión y Brayton Básico con μTG

Tabla 27. Propiedades y parámetros del sCO₂ Recompresión y Brayton Básico con μTG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	645	200	647		0,1385
2	542,6	86,2	528,4	507,5	0,1644
3	152,1	85,8	74,85		-0,5899
4	67,46	85,4	-41,84		-0,8975
5	67,46	85,4	-41,84		-0,8975
6	67,46	85,4	-41,84		-0,8975
7	35	85	-197,9		-1,388
8	62,46	201,2	-176,4	-180,7	-1,376
9	147,1	200,8	11,33	0,6931	-0,872
10	147,1	200,8	11,33		-0,872
11	147,1	200,8	11,33		-0,872
12	498,7	200,4	464,9		-0,07791

Temperatura de entrada en turbina gas (T _{tr})	950
T. de gas de entrada y salida en HX (T _{4g} /T _{5g})	650/503,7
Flujo másico de CH ₄ (ṁ _{CH4})	0,0006641
PP Intercambiador (PP _{hx})	5
Calor en Intercambiador (Q _{FC})	102,3
Eficiencia del Intercambiador (η _{CR})	0,2426
Eficiencia de la Turbina de Gas (η _{CG})	0,8521
Eficiencia de Turbina (η _T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η _c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η _{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP _{htr} = PP _{ltr})	5
Calor en Recuperador HTR (Q _{htr})	254,9
Calor en Recuperador LTR (Q _{ltr})	65,58

Calor en PreCooler (Q_{PC})	54,52
Trabajo de la turbina (\dot{W}_T)	66,65
Trabajo del compresor MC (\dot{W}_{C1})	7,52
Trabajo del compresor AC (\dot{W}_{C2})	11,31
Trabajo Neto S-CO ₂ (\dot{W}_{CO2})	43,04
Eficiencia del S-CO ₂ (η_{SCO2})	0,4205
Eficiencia del S-CO ₂ gases ($\eta_{SCO2gases}$)	0,102
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,2684

Con todos los acercamientos a 5K, se trata de un ciclo de recompresión altamente eficiente que da un ciclo combinado de baja eficiencia o similar al ciclo recuperativo con PP altos, lo que denota la importancia de la recuperación de calor de los humos.

4.1.5 sCO₂ CALENTAMIENTO PARCIAL. BRAYTON REGENERATIVO (μT)

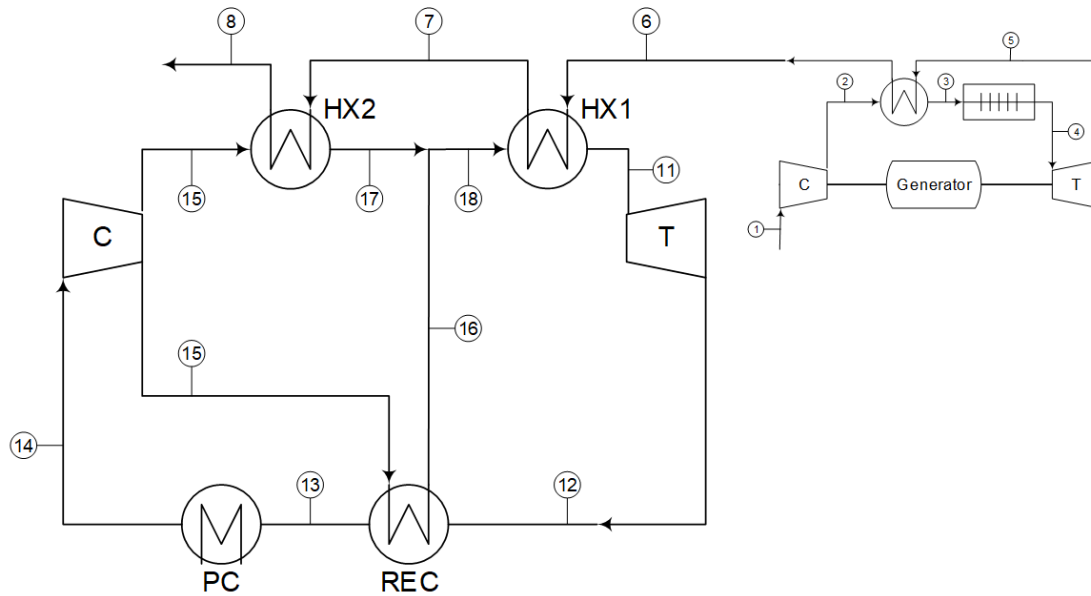


Figura 62. Esquema sCO₂ Calentamiento Parcial y Brayton Regenerativo con μTG

Tabla 28. Propiedades y parámetros del sCO₂ Calentamiento Parcial y Brayton Reg. con μTG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	15	1			
2	194	4,2		507,5	
3	621,3	3,99			
4	950	3,87			
5	701,3	1,263			
6	293	1,2	-322331		
7	182,8		-553805		
8	130,6		-661697		
11	283	250	8342		-23,72
12	182,8	85,8	4880	4269	-22,36
13	80,83	85,4	-843,2		-36,62
14	35	85	-8712		-61,11
15	70,83	250,8	-7392	-7656	-60,34
16	172,8	250,4	1513		-37,47
17	172,8	250,4	1513		-37,47
18	172,8	250,4	1513		-37,47

Temperatura de entrada en turbina gas (T_{IT})	950
T. de gas de entrada y salida en HX (T_6/T_8)	293/130,6
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	0,0006641
PP_HX1 = PP_HX2	10
Pérdida de Presión en intercambiador (ΔP_{HX})	0,1
Trabajo del ciclo de Gas (\dot{W}_{CG})	136
Calor en Intercambiador 1 (Q_{HX1})	153,7
Calor en Intercambiador 2 (Q_{HX2})	71,65
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	532,9
Eficiencia global de Intercambiadores (η_{HX})	0,5901
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{TG})	0,8521
Eficiencia del Ciclo de Gas (η_{CG})	0,2552
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP_rec)	10
PP del Regenerador (PP_reg)	80
Flujo másico de CO_2 (\dot{n}_{CO_2})	0,02251
Calor en Recuperador (Q_{rec})	128,8
Calor en PreCooler (Q_{PC})	177,1
Trabajo de la turbina (\dot{W}_T)	77,93
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	29,69
Trabajo Neto S- CO_2 (\dot{W}_{CO_2})	43,42
Eficiencia del S- CO_2 (η_{SCO_2})	0,1926
Eficiencia del S- CO_2 gases (η_{SCO_2gases})	0,1137
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,3367

Este modelo aprovecha la salida tan alta de la caldera de recuperación (HX1) para precalentar una parte de los gases que salen del compresor en HX2. Eso permite a su vez, que por la rama de más presión del regenerador (5-6) vaya menos gasto másico que por la de menor presión (2-3), logrando así que el regenerador esté equilibrado ($T_3 - T_5 = T_2 - T_6$).

Se han introducido unas pérdidas de presión en HX1 y HX2 pues el resultado final, especialmente el rendimiento de la turbina de gas, es muy sensible a eso.

La Figura 63 muestra cómo influye la presión previa a la turbina del ciclo de s CO_2 en la eficiencia del ciclo combinado. En lugar de fijar los 200 bar que hasta ahora se habían definido siguiendo el ejemplo de estudios anteriores, se ha subido a 250 bar para maximizar el rendimiento.

P_{11}	η_{cc}
100	0,2754
130	0,3049
160	0,3218
190	0,3309
220	0,3353
250	0,3367
280	0,3364
310	0,3354
340	0,3341
370	0,3326
400	0,331

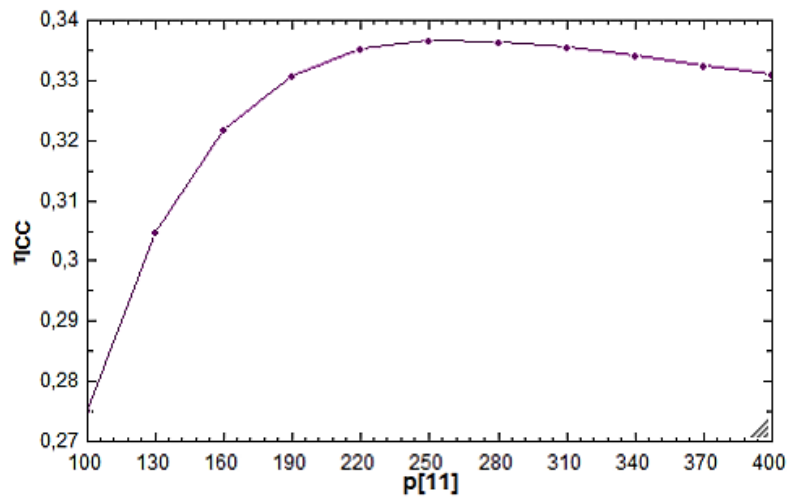


Figura 63. Estudio del rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina

4.1.6 sCO₂ CALENTAMIENTO PARCIAL. BRAYTON BÁSICO (μT)

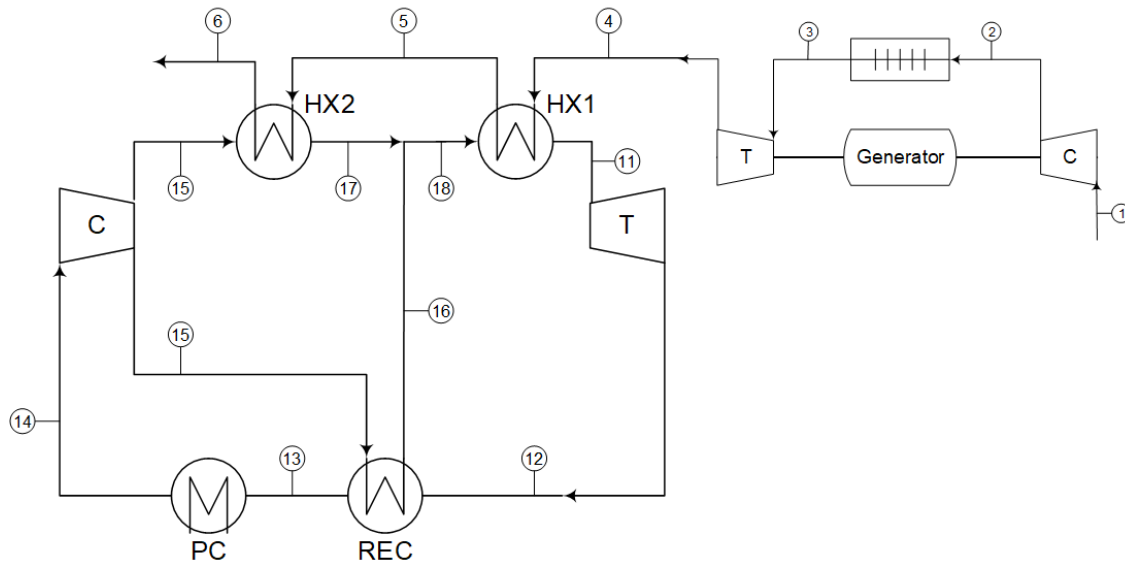


Figura 64. Esquema sCO₂ Calentamiento Parcial y Brayton Básico con μTG

Tabla 29. Propiedades y parámetros del sCO₂ Calentamiento Parcial y Brayton Básico con μTG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	15	1			
2	193,6	4,2			
3	950	4,074			
4	684,9	1,2	-214253		
5	569,8		-336657		
6	469,8		-440732		
11	674,9	200	30134		7,871
12	569,8	85,8	24704	23746	9,02
13	72,39	85,4	-1454		-38,37
14	35	85	-8712		-61,11
15	62,39	200,8	-7767	-7956	-60,54
16	559,8	200,4	23787		0,7185
17	559,8	200,4	23787		0,7185
18	559,8	200,4	23787		0,7185

Temperatura de entrada en turbina (T_{IT})	950
T. de gas de entrada y salida en HX (T_4/T_6)	684,9/469,8
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	0,0008524
PP_HX1 = PP_HX2	10
Pérdida de Presión en intercambiador (ΔP_{HX})	0,1
Trabajo del ciclo de Gas (\dot{W}_{CG})	100
Calor en Intercambiador 1 (Q_{HX1})	104,3
Calor en Intercambiador 2 (Q_{HX2})	88,71
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	684,1
Eficiencia global de Intercambiadores (η_{HX})	0,3369
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{TG})	0,8521
Eficiencia del Ciclo de Gas (η_{CG})	0,1462
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP_rec)	10
PP del Regenerador (PP_reg)	80
Flujo másico de CO_2 (\dot{n}_{CO_2})	0,01644
Calor en Recuperador (Q_{rec})	430
Calor en PreCooler (Q_{PC})	119,3
Trabajo de la turbina (\dot{W}_T)	89,26
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	15,53
Trabajo Neto S- CO_2 (\dot{W}_{CO_2})	66,36
Eficiencia del S- CO_2 (η_{SCO_2})	0,3438
Eficiencia del S- CO_2 gases (η_{SCO_2gases})	0,1158
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,2432

El rendimiento del s CO_2 es este modelo es superior al obtenido en 4.1.5 con la TG Regenerativa, pero no así el η_{cc} , que disminuye bastante, al igual que el rendimiento de los intercambiadores. Esto se debe a que la temperatura de salida de gases es demasiado elevada. Nótese que α es 0,84, por lo que el flujo por el HX2 es demasiado pequeño para darse un buen intercambio de temperatura.

Esto posiblemente se deba a que el esquema de la desaladora [32] que se tomó como modelo, es válido sólo cuando la temperatura a la entrada del recuperador en el básico es moderada, es decir, del orden los 250-300°C del ciclo de TG regenerada. Cuando hay más temperatura disponible no se enfrían los gases lo suficiente por lo que los resultados son peores. Se propone por lo tanto el diseño Cascada con 1 Recuperador, que sí es válido para temperaturas mayores.

4.1.7 sCO₂ CASCADA 1 REC. BRAYTON BÁSICO (μ T)

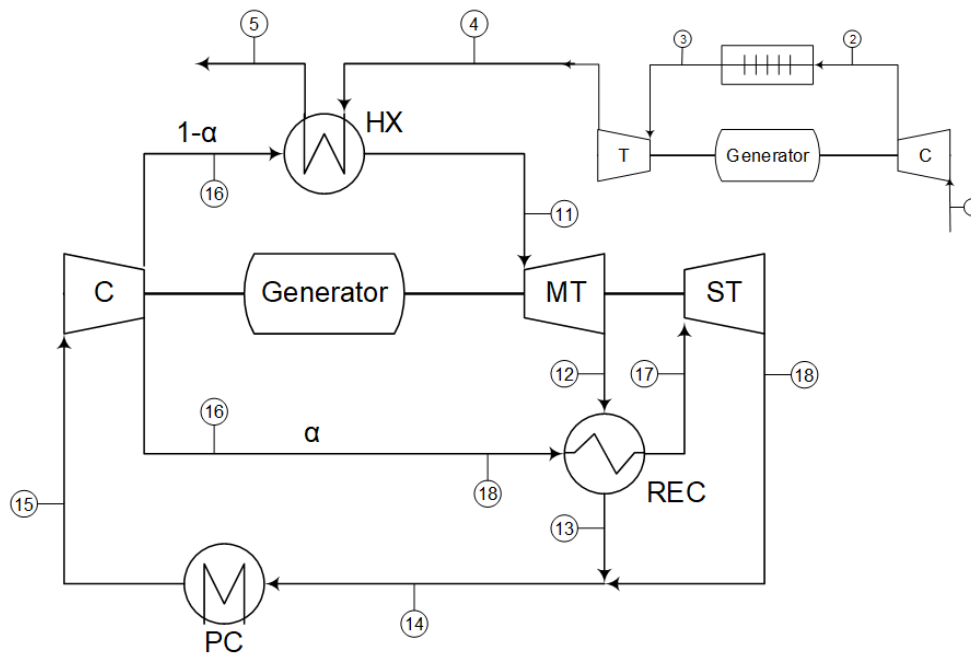


Figura 65. Esquema sCO₂ Cascada 1 Recuperador y Brayton Básico con μ TG

Tabla 30. Propiedades y parámetros del sCO₂ Cascada 1 Recuperador y Brayton Básico con μ TG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	15	1			
2	193,6	4,2			
3	950	4,074			
4	686,4	1,1	-231942		
5	80,76	1	-824462		
11	658,4	250	29128		4,855
12	528,2	85,8	22497	21327	6,336
13	80,76	85,4	-847,6		-36,63
14	217	85,4	6619		-18,65
15	35	85	-8712		-61,11
16	70,76	250,4	-7395	-7659	-60,34
17	518,2	250	21355		-4,186
18	399,6	85,4	15814	14836	-2,711

Temperatura de entrada en turbina gas (T_{IT})	950
T. de gas entrada y salida en HX (T_4/T_5)	686,4/80,76
Flujo másico de CH ₄ (\dot{n}_{CH_4})	0,0006641
PP del Intercambiador (PP_HX)	10
Pérdida de Presión en intercambiador (ΔP_{HX})	0,1
Trabajo del ciclo de Gas (\dot{W}_{CG})	88,48
Calor en Intercambiador (Q_{HX})	393,5
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	532,9
Eficiencia del Intercambiador (η_{HX})	0,9052
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{TG})	0,8521
Eficiencia del Ciclo de Gas (η_{CG})	0,166
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP_rec)	10
Flujo másico de CO ₂ (\dot{n}_{CO_2})	0,01952
Calor en Recuperador (Q_{rec})	251,5
Calor en PreCooler (Q_{PC})	299,3
Trabajo de la turbina MT (\dot{W}_{MT})	71,44
Trabajo de la turbina ST (\dot{W}_{ST})	48,47
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	25,69
Trabajo Neto S-CO ₂ (\dot{W}_{CO_2})	84,8
Eficiencia del S-CO ₂ (η_{SCO_2})	0,2155
Eficiencia del S-CO ₂ gases (η_{SCO_2gases})	0,1951
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,3251

Al tratarse de una configuración diseñada especialmente para conseguir una temperatura de salida de gases lo menor posible, el rendimiento del intercambiador mejora en gran medida respecto al ciclo de Calentamiento Parcial, con una temperatura de escape del orden de 80°C.

El rendimiento del ciclo combinado es muy sensible al valor de la presión de entrada en turbina de CO₂, como se comprueba en la figura adjunta. Como valor compromiso se propone mantener los 250 bar empleados anteriormente.

P_{11}	η_{cc}
100	0,1962
130	0,2418
160	0,2729
190	0,2953
220	0,3122
250	0,3251
280	0,3352
310	0,3432
340	0,3495
370	0,3545
400	0,3585

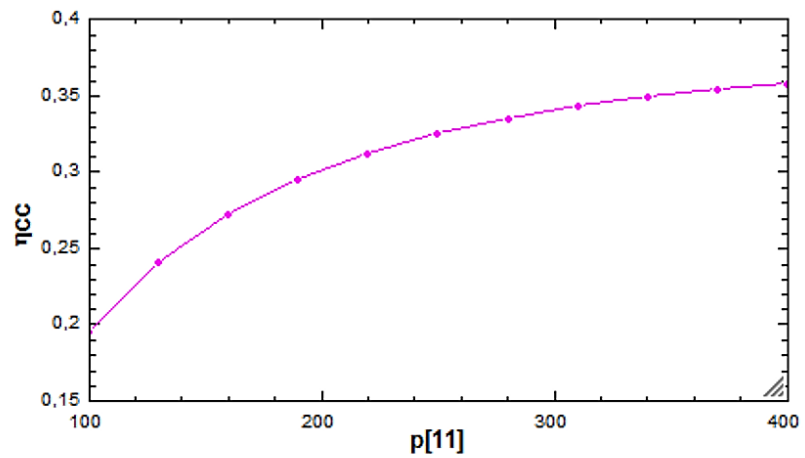


Figura 66. Estudio del rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina

Con todo ello, el rendimiento del ciclo combinado aumenta, aunque sigue siendo inferior al que se obtuvo con el Calentamiento Parcial y Brayton Regenerativo, pues el η_{CO_2} se ve perjudicado. Este diseño tiene la desventaja de que la disipación de calor del CO_2 se hace con temperatura muy alta, lo que estropea el rendimiento conjunto. Por ello se prueba con el siguiente ciclo, donde se añade un segundo recuperador.

4.1.8 sCO₂ CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (μT)

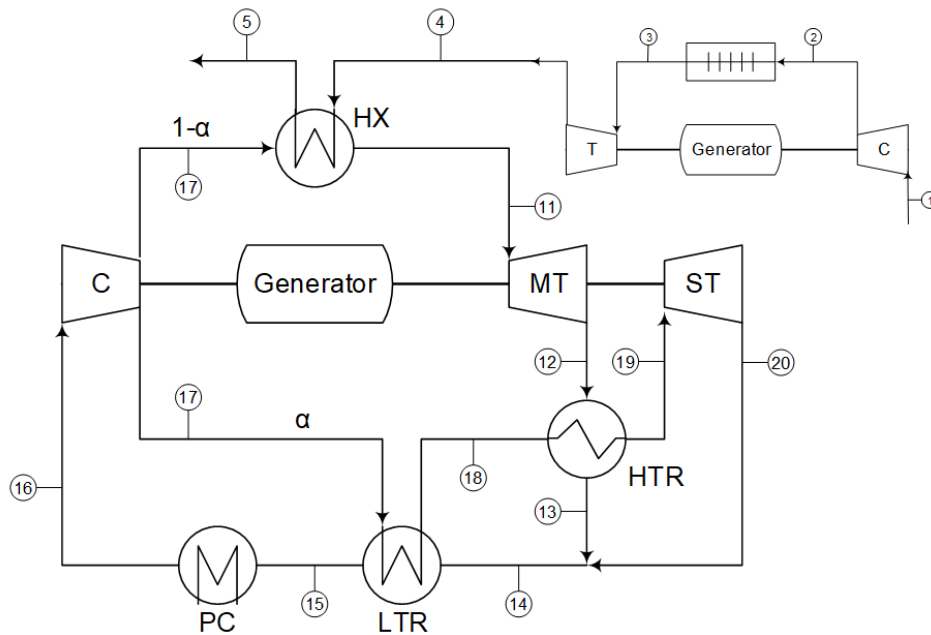


Figura 67. Esquema sCO₂ Cascada 2 Recuperadores y Brayton Básico con μTG

Tabla 31. Propiedades y parámetros del sCO₂ Cascada 2 Recuperadores y Brayton Básico con μTG

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	15	1			
2	194	4,2			
3	950	4,074			
4	669,1	1,1	-230858		
5	82,33	1	-822952		
11	659,1	260	29151		4,535
12	524,8	86,2	22315	21109	6,069
13	237,6	85,8	7645		-16,63
14	237,6	85,8	7645		-16,63
15	82,33	85,4	-739,8		-36,33
16	35	85	-8712		-61,11
17	72,33	260,4	-7322	-7600	-60,3
18	227,6	260	4975		-30,4
19	345,9	259,6	11821		-18,1
20	237,6	85,8	7645	6908	-16,63

Temperatura de entrada en turbina gas (T_{IT})	950
T. de gas de entrada y salida en HX (T_4/T_5)	669,1/82,33
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	0,0006641
PP del intercambiador (PP_HX)	10
Pérdida de Presión en intercambiador (ΔP_{HX})	0,1
Trabajo del ciclo de Gas (\dot{W}_{CG})	87,83
Calor en Intercambiador (Q_{HX})	393,5
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	532,9
Eficiencia del Intercambiador (η_{HX})	0,903
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{TG})	0,8521
Eficiencia del Ciclo de Gas (η_{CG})	0,1648
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP_htr=PP_ltr)	10
PP _{libre} (htr)	178,9
Flujo másico de CO_2 (\dot{n}_{CO_2})	0,03389
Calor en Recuperador HTR (Q_{htr})	158,2
Calor en Recuperador LTR (Q_{ltr})	284,1
Calor en PreCooler (Q_{PC})	270,1
Trabajo de la turbina MT (\dot{W}_{MT})	73,7
Trabajo de la turbina ST (\dot{W}_{ST})	96,48
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	47,08
Trabajo Neto S-CO ₂ (\dot{W}_{CO_2})	110,8
Eficiencia del S-CO ₂ (η_{SCO_2})	0,2817
Eficiencia del S-CO ₂ gases ($\eta_{SCO_2\text{gases}}$)	0,2544
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,3727

Al haber 2 recuperadores (LTR y HTR) sólo se puede imponer en uno que el acercamiento en ambos extremos sea el mismo e igual al PP. Lo que ocurre es que:

- Si se impone que en ambos extremos del LTR haya el mismo acercamiento, el acercamiento mínimo del HTR se da a la salida de la corriente caliente ($T_{13}-T_{18}$)
- Si se impone que en ambos extremos del HTR haya el mismo acercamiento, el acercamiento mínimo del LTR se da a la entrada de la corriente caliente ($T_{14}-T_{18}$)

Como se puede observar en la Figura 68, el mayor rendimiento se logra con LTR equilibrado (mismo acercamiento en ambos extremos). Esta figura reúne dos gráficos:

- LTR equilibrado: η_{cc} vs. P_1
- HTR equilibrado: η_{cc} vs. P_1

El primer gráfico tiene el máximo en 260 bar (por eso ha escogido ese valor en el ciclo); el segundo tiene una tendencia siempre creciente hasta que se estabiliza a presiones demasiado elevadas.

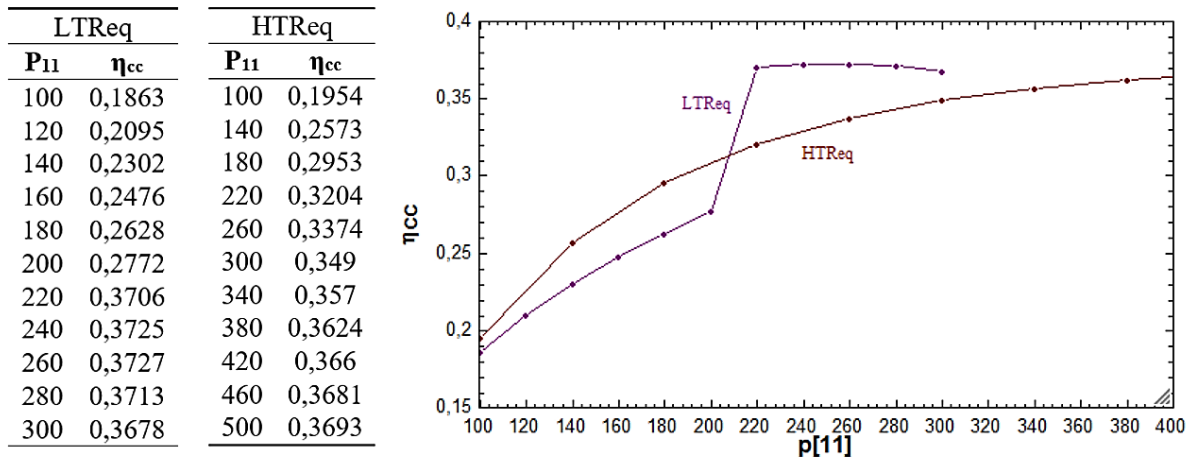


Figura 68. Estudio del rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina y el recuperador optimizado

4.1.9 TURBINA DE GAS INDUSTRIAL (ST)

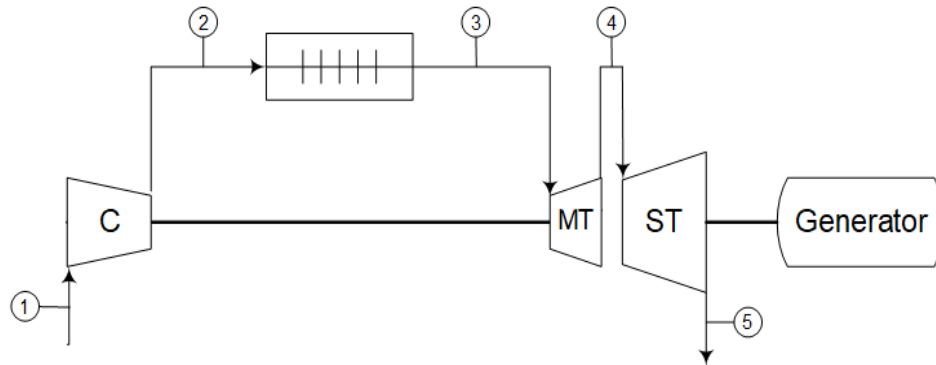


Figura 69. Esquema Brayton Básico con sT

Tabla 32. Propiedades y parámetros del Brayton Básico con St

	T [°C]	P[bar]
1	15	1
2	554,1	31,45
3	1205	21,56
4	756	4,252
5	456,7	1

Pérdida de Presión en Caldera (Δp_{cc})	0,3145
Temperatura de entrada en turbina (T_{IT})	1205
Flujo másico de aire (\dot{n}_a)	4,103
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	0,124
Flujo de escape	120,3
Capacidad eléctrica nominal (\dot{W}_{CG})	40000
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	99542
Trabajo de la turbina de Gas (\dot{W}_{TG})	67248
Trabajo de la Turbina de Potencia (\dot{W}_{TP})	42105
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	67248
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,95
Eficiencia de la Turbina (η_T)	0,9571
Eficiencia del Compresor (η_c)	0,85
Eficiencia Neta (η_E)	0,4018

El diseño de la turbina industrial es no regenerativo y el montaje se hace con 2 turbinas: una que sólo arrastra el compresor y otra que arrastra el alternador. La r sale a partir de la presión del gas natural. Se ha impuesto la misma relación para η_C con η_T y el mismo η_T para las 2 turbinas. Del poder calorífico inferior (LHV) del gas natural y el consumo de combustible (fuel input) se obtiene el flujo de gas natural, que al restárselo al flujo de gases de escape resulta el flujo de aire y de ahí, el dosado. El balance energético en la cámara de combustión (CC) y la temperatura de salida, conocido el λ , da la temperatura de entrada a la CC y la de salida. De ahí resulta el η_C y el consumo demandado por el compresor que, al ser igual que la potencia producida por la primera turbina, da la temperatura de salida de la misma. Como se tiene la temperatura de salida de la segunda y su potencia (la neta del ciclo), se cuenta con la información necesaria para determinar la presión intermedia y el rendimiento de las turbinas.

Tabla 33. Prestaciones de una Turbina de Gas Industrial en función de su potencia nominal

Exhaust_{flow}	Fuel_{input}	r_c	T_{IT}	W_{CG}	η_{CG}	η_{TG2}	P_4	T_4	T_5	Dosado
19,96	4572	6,55	950	1000	0,06646	0,6808	1,348	690,3	643,5	0,004601
73,48	18434	11,03	950	5000	0,1038	0,7322	1,521	611,2	546,1	0,00504
143,3	34494	17,24	950	10000	0,1238	0,7694	1,57	534,6	466,4	0,004834
259	72887	23,44	950	25000	0,1885	0,8159	1,896	491,1	395,3	0,005658
452,7	1.00E+06	29,99	950	40000	0,2015	0,8363	1,891	444,2	351,3	0,05012

Lógicamente, como se observa en la Tabla 33, el rendimiento mejora a medida que la máquina aumenta de tamaño. Para la incorporación con el ciclo sCO_2 en el siguiente modelo, se toma la turbina de mayor potencia nominal (40000 kW), pues es la que mejores prestaciones alcanza.

4.1.10 sCO₂ CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (sT)

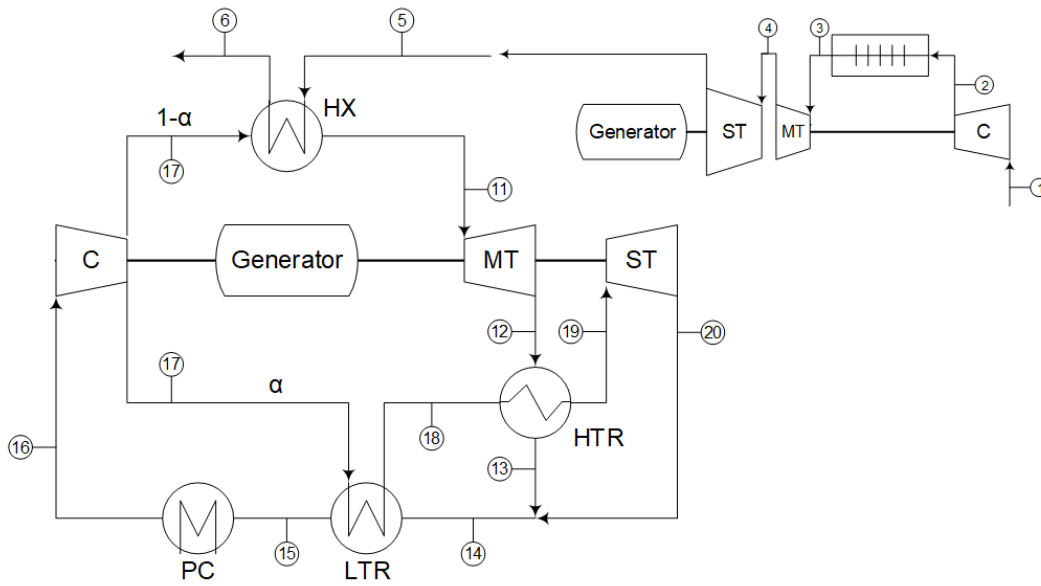


Figura 70. Esquema sCO₂ Cascada 2 Recuperadores y Brayton Básico con sT

Tabla 34. Propiedades y parámetros del sCO₂ Cascada 2 Rec. y Brayton Básico con sT

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	15	1			
2	554,1	31,45			
3	1205	21,56			
4	755,7	4,25			
5	473,5	1,1	-405247		
6	82,33	1	-819071		
11	463,5	260	18311		-8,51
12	346,3	86,2	13093	12172	-7,001
13	228,7	85,8	7197		-17,52
14	228,7	85,8	7197		-17,52
15	123,7	85,4	1770		-29,64
16	35	85	-8712		-61,11
17	72,33	260,4	-7322	-7600	-60,3
18	218,7	260	4420		-31,52
19	336,3	259,6	11282		-18,97
20	228,7	85,8	7197	6476	-17,52

Temperatura de entrada en turbina gas (T_{IT})	1205
T. de gas de entrada y salida en HX (T_5/T_6)	473,5/82,33
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	0,124
PP del Intercambiador (PP_HX)	10
Pérdida de Presión en intercambiador (ΔP_{HX})	0,1
Trabajo del ciclo de Gas (\dot{W}_{CG})	37774
Calor en Intercambiador (Q_{HX})	51314
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	99512
Eficiencia del Intercambiador (η_{HX})	0,8587
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{TG})	0,9571
Eficiencia del Ciclo de Gas (η_{CG})	0,3796
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP del Recuperador (PP_htr=PP_ltr)	10
PP _{libre} (htr)	51,41
Flujo másico de CO_2 (\dot{n}_{CO_2})	3,722
Calor en Recuperador HTR (Q_{htr})	11803
Calor en Recuperador LTR (Q_{ltr})	20200
Calor en PreCooler (Q_{PC})	39015
Trabajo de la turbina MT (\dot{W}_{MT})	10445
Trabajo de la turbina ST (\dot{W}_{ST})	7026
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	5172
Trabajo Neto S-CO ₂ (\dot{W}_{CO_2})	11070
Eficiencia del S-CO ₂ (η_{SCO_2})	0,2157
Eficiencia del S-CO ₂ gases ($\eta_{SCO_2\text{gases}}$)	0,1852
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,4908

Al igual que en el caso 4.1.8, al haber dos recuperadores, sólo en uno de ellos se puede fijar el acercamiento en ambos extremos. Según se muestra en la Figura 71 y Figura 72, la optimización por LTR presenta un cambio brusco para 222 bar aprox. De modo que con los 260 bar definidos se trabaja en un punto de la curva donde el LTR se hace irrelevante. Si en vez de por LTR, se optimiza por HTR, desaparecen los saltos y ambos intercambiadores trabajan adecuadamente, obteniendo mejores resultados.

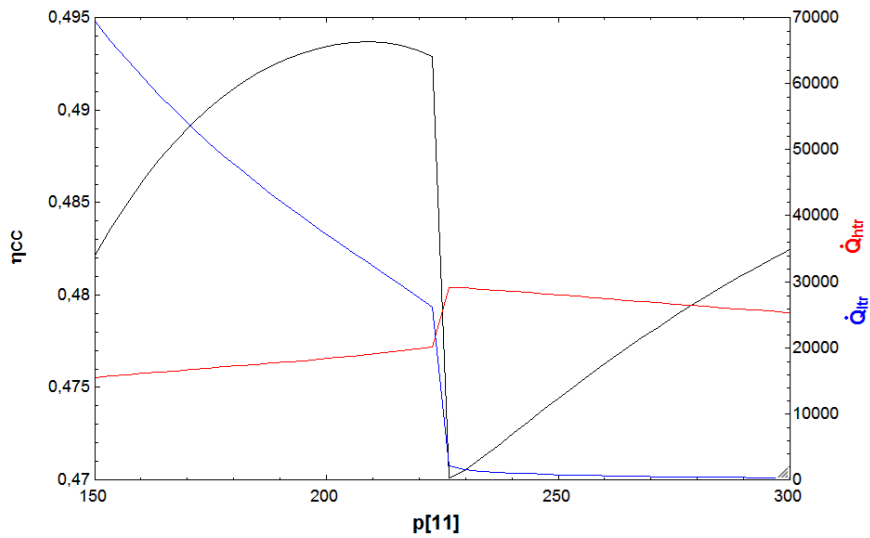


Figura 71. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con LTR optimizado. Transmisión de calor.

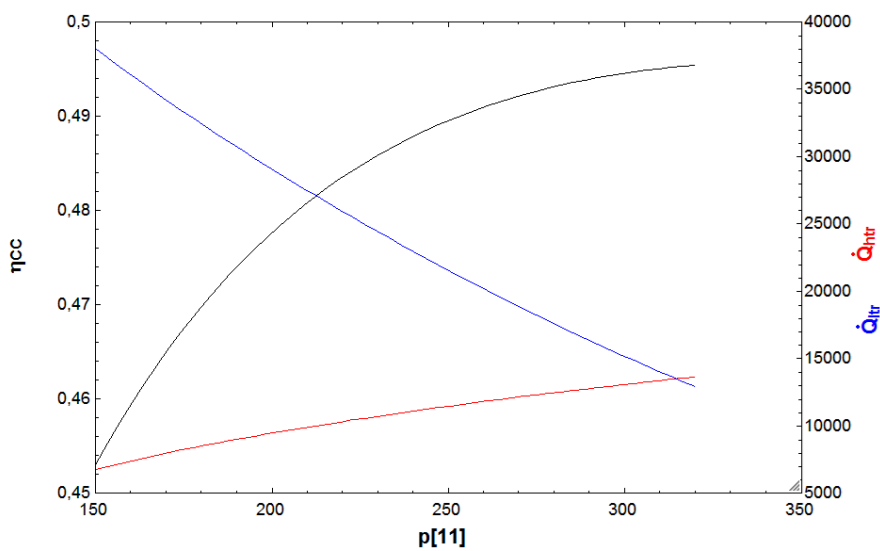


Figura 72. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con HTR optimizado. Transmisión de calor.

En vista a estos resultados, se propone optimizar por HTR y establecer la presión de entrada a turbina en 260 bar, con el rendimiento de ciclo combinado de 49,1%.

4.1.11 TURBINA DE CENTRAL DE CICLO COMBINADO (ccT)

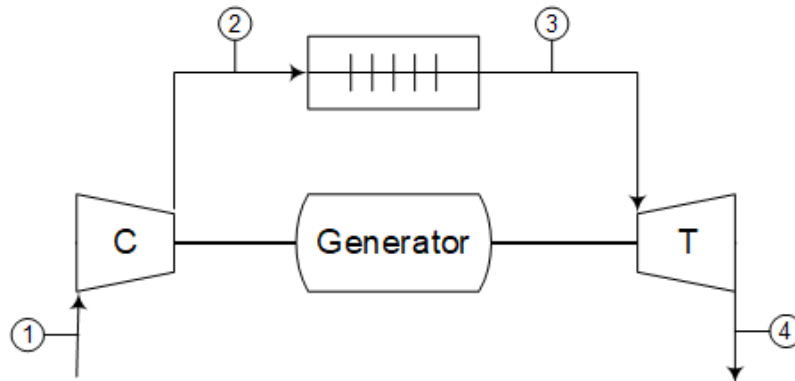


Figura 73. Esquema Brayton Básico con ccT

Tabla 35. Propiedades y parámetros del Brayton Básico con ccT

	T [°C]	P[bar]
1	15	1
2	458,1	20,25
3	1327	16,15
4	599	1

Pérdida de Presión en Caldera (Δp_{cc})	0,2025
Temperatura de entrada en turbina (T_{IT})	1327
Flujo másico de aire (\dot{n}_a)	24,57
Flujo másico de CH_4 (\dot{n}_{CH_4})	1,004
Flujo de escape	724,6
Capacidad eléctrica nominal (\dot{W}_{CG})	329000
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	805997
Trabajo de la turbina (\dot{W}_{TG})	663518
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	327804
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,98
Eficiencia de la Turbina (η_T)	0,9495
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,85
Eficiencia Neta (η_E)	0,4082

4.1.12 sCO₂ CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (cCT)

El esquema sería el mismo que el del caso 4.1.2 Brayton Básico. Microturbina (μ TG). Los resultados se muestran a continuación:

Tabla 36. Propiedades y parámetros del sCO₂ Cascada 2 Rec. y Brayton Básico con cCT

	T [°C]	P[bar]	h[kJ/kg]	hs[kJ/kg]	s[kJ/kg-K]
1	15	1			
2	458,1	20,25			
3	1327	16,15			
4	618	1,1	-400244		
5	120,2	1	-804520		
11	608	240,2	26338		2,126
12	487,3	86,2	20342	19284	3,536
13	229,9	85,8	7259		-17,39
14	229,9	85,8	7259		-17,39
15	79,19	85,4	-957,2		-36,94
16	35	85	-8712		-61,11
17	69,19	240,6	-7468	-7717	-60,38
18	219,9	240,2	4716		-30,34
19	329,4	239,8	11032		-18,74
20	229,9	85,8	7259	6593	-17,39

Temperatura de entrada en turbina gas (T_{IT})	1327
T. de gas de entrada y salida en HX (T_4/T_5)	618/120,2
Flujo másico de CH ₄ (\dot{n}_{CH_4})	1,004
PP del Intercambiador (PP _{HX})	10
Pérdida de Presión en intercambiador (ΔP_{HX})	0,1
Trabajo del ciclo de Gas (\dot{W}_{CG})	303477
Calor en Intercambiador (Q_{HX})	405893
Calor en Caldera de Combustión (Q_{CG})	805723
Eficiencia del Intercambiador (η_{HX})	0,8356
Eficiencia de la Turbina de Gas (η_{TG})	0,9495
Eficiencia del Ciclo de Gas (η_{CG})	0,3767
Eficiencia de Turbina (η_T)	0,85
Eficiencia de Compresor (η_c)	0,8
Eficiencia de la Transmisión (η_{Trans})	0,9
Pérdida de Presión en recuperador (Δp)	0,4
PP de Recuperador (PP _{htr} =PP _{ltr})	10
PP _{libre} (I _{tr})	157,8
Flujo másico de CO ₂ (\dot{n}_{CO_2})	36,87
Calor en Recuperador HTR (Q_{htr})	157080
Calor en Recuperador LTR (Q_{ltr})	302966
Calor en PreCooler (Q_{PC})	285931
Trabajo de la turbina MT (\dot{W}_{MT})	71991
Trabajo de la turbina ST (\dot{W}_{ST})	93831
Trabajo del compresor (\dot{W}_C)	45860
Trabajo Neto S-CO ₂ (\dot{W}_{CO_2})	107966

Eficiencia del S-CO ₂ (η_{SCO_2})	0,266
Eficiencia del S-CO ₂ gases ($\eta_{\text{SCO}_2\text{gases}}$)	1,342
Eficiencia del Ciclo Combinado (η_{CC})	0,5107

Al igual que en casos anteriores, se ha realizado un estudio de equilibrado de ambos recuperadores y se ha concluido que la optimización con LTR es mejor que con HTR, con un óptimo en 240 bar.

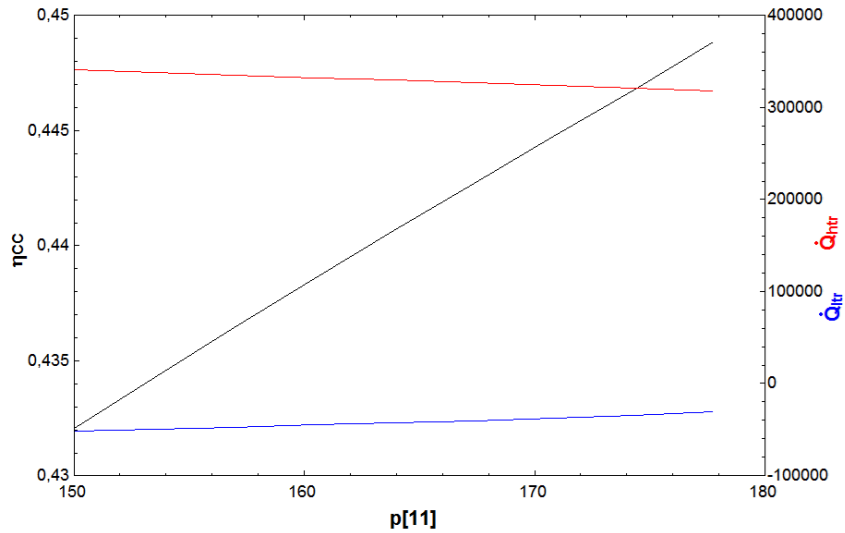


Figura 74. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con LTR optimizado. Transmisión de calor.

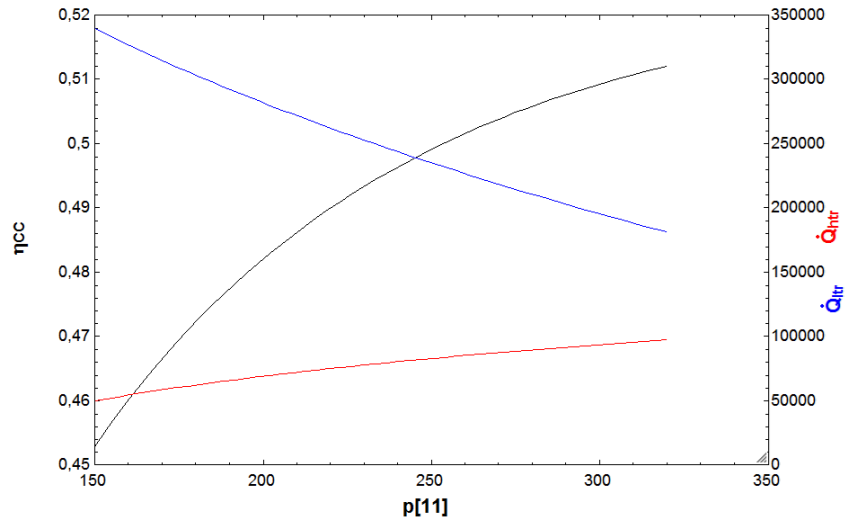


Figura 75. Rendimiento del ciclo combinado en función de la presión de entrada a turbina con HTR optimizado. Transmisión de calor.

4.2 RESUMEN DE PRESTACIONES

En la Tabla 37 se muestran los resultados del rendimiento de las distintas configuraciones de ciclos de cabeza estudiadas mientras que en Tabla 38 se recogen los rendimientos de todos los casos analizados, divididos en la parte de gas, la parte de CO₂ y su acción conjunta en el ciclo combinado.

Tabla 37. Resumen de prestaciones de los distintos ciclos de gas estudiados

	Rendimiento de la Turbina de Gas	Rendimiento Neto del Ciclo
	(η_{TG})	(η_E)
μTG Básico	0,8521	0,1876
μTG Regenerativo	0,8521	0,3377
TG Industrial (ST)	0,9571	0,4018
TG Central (CC)	0,9495	0,4082

Tabla 38. Resumen de prestaciones de cada solución estudiada de manera aislada y como ciclo combinado

	Rendimiento del Ciclo de Gas	Rendimiento del Ciclo de CO₂	Rendimiento del Ciclo Combinado
	(η_{CG})	(η_{CO_2})	(η_{CC})
Regenerativo Simple. μTG Básico	0,1876	0,3231	0,2795
Recompresión. μTG Básico	0,1876	0,4205	0,2684
Partial Heating. μTG Regenerativo	0,2552	0,1926	0,3367
Partial Heating. μTG Básico	0,1462	0,3438	0,2432
Cascada 1. μTG Básico	0,1660	0,2155	0,3251
Cascada 2. μTG Básico	0,1648	0,2817	0,3727
Cascada 2. ST	0,3796	0,2157	0,4908
Cascada 2. CCT	0,3767	0,2660	0,5107

A la vista de estos resultados, se va a elegir como configuración de trabajo el ciclo **CASCADA 2 RECUPERADORES CON TURBINA INDUSTRIAL**. Es el ciclo con el que mayor ganancia se genera. Ciertamente con la Turbina de Central se alcanza un rendimiento combinado algo

superior, pero los resultados son similares a los de un ciclo combinado convencional con la ventaja, tal vez, de la reducción de tamaño. Sin embargo, con la ST se toma una turbina de prestaciones habituales y se aumenta un 26% la potencia eléctrica generada, por lo que es una propuesta más novedosa e interesante.

4.3 DIMENSIONADO DE INTERCAMBIADORES

Para dimensionar los intercambiadores se han tomado los parámetros del ciclo Cascada 2REC con Turbina Industrial y se ha seguido el procedimiento explicado en 3.3 *Cálculo de intercambiadores*. Como se comentó, dado que hay el mismo número de canales calientes que fríos siempre ocurre que la pérdida de carga de una corriente satura en la máxima definida mientras que la otra queda muy por debajo de su valor nominal. Para optimizar al máximo el ciclo ST, se han ajustado las pérdidas de las corrientes que han salido menores. Con todo ello se mejora el rendimiento del ciclo combinado, pero a su vez se modifican los valores de α , \dot{n}_{CO_2} y las presiones y temperaturas de los puntos. Los intercambiadores han sido recalculados con las nuevas variables, obteniendo los resultados que se muestran en las Tabla 39 a Tabla 42.

Tabla 39. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador HX

	HX				
	Corriente Caliente: GAS		Corriente Fría: CO ₂		Q total [W]
	entrada (4)	salida (5)	entrada (17)	salida (11)	51138231
Presión [bar]	1,2	1	260,4	260	
Temperatura [°C]	489,4	82,27	72,27	260	
Entalpía [kJ/kg]	781313	356224	-	-	
Flujo másico [kg/s]	120,3		88,8		
DIMENSIONES [m;m²;m³]					
A frontal	L	H	n módulos	n tubos	Volumen
41,2	68,67	2,305	114,4	51138231	94,97

Tabla 40. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador HTR

	HTR				
	Corriente Caliente: CO ₂		Corriente Fría: CO ₂		Q total
	entrada (12)	salida (13)	entrada (18)	salida (19)	1.21E+07
Presión [bar]	86,2	85,8	260	259,6	
Temperatura [°C]	360,4	241,3	231,3	350,4	
Entalpía [kJ/kg]	313784	177919	-	-	
Flujo másico [kg/s]	88,8		77,3		
DIMENSIONES [m;m²;m³]					
A frontal	L	H	n módulos	n tubos	Volumen
1,215	2,025	1,836	3,375	162000	2,23

Tabla 41. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador LTR

	LTR				
	Corriente Caliente: CO ₂		Corriente Fría: CO ₂		Q total
	entrada (14)	salida (15)	entrada (17)	salida (18)	2.20E+07
Presión [bar]	85,8	85,4	260,4	260	
Temperatura [°C]	241,3	127,8	72,27	231,3	
Entalpía [kJ/kg]	177919	45328	-	-	
Flujo másico [kg/s]	166,1		77,3		
DIMENSIONES [m;m ² ;m ³]					
A frontal	L	H	n módulos	n tubos	Volumen
1,335	2,225	0,8635	3,708	178000	1,153

Tabla 42. Propiedades de las corrientes y dimensiones del intercambiador PC

	PC				
	Corriente Caliente: CO ₂		Corriente Fría: AGUA		Q total
	entrada (15)	salida (16)	entrada	salida	4.04E+07
Presión [bar]	85,4	85	5	4	
Temperatura [°C]	127,8	35	25	35	
Entalpía [kJ/kg]	45328	-197944	105289	146988	
Flujo másico [kg/s]	166,1		968,3		
DIMENSIONES [m;m ² ;m ³]					
A frontal	L	H	n módulos	n tubos	Volumen
1,549	2,582	0,6283	4,304	206600	0,9735

Como se puede observar, el HX genera un tamaño muy superior al resto de intercambiadores. Esto es normal debido a las malas propiedades del aire. Para reducir su tamaño se ha ido aumentando la pérdida de carga permitida en el aire, analizando su impacto en las prestaciones del ciclo combinado. Lógicamente, a mayor pérdida de presión, menor el rendimiento del ciclo. Como valor de compromiso se propone una pérdida de presión de 0,2 bar.

Por otro lado, desde el punto de vista de las conexiones entre los intercambiadores, todos, salvo el de gases, tienen una longitud (L) del orden de 2 m. Eso es inferior al apilamiento máximo que permite el fabricante, que es de 14 módulos de 0,6 m x 0,6 m (de planta), con una altura menor de 1,5 m. La altura excede 1,5 en el de gases y en el HTR, por lo que ahí habrá que colocar 2, uno encima del otro, como se muestra en la Figura 76 (conexión en

serie). En el caso del de gases, la longitud requiere de 9 apilamientos de 14 módulos cada uno.

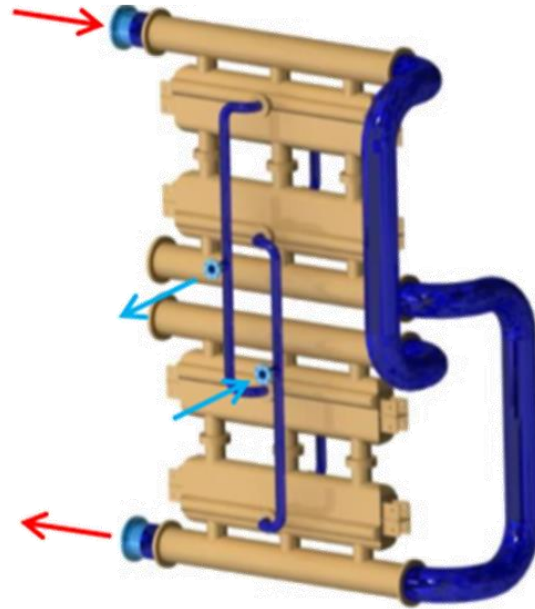


Figura 76. Conexión en serie de los intercambiadores HTR y HX [64]

4.4 DIMENSIONADO DE TUBERÍAS

El diseño de las tuberías se ha realizado siguiendo el método mostrado en la sección 3.4 *Cálculo de tuberías*. Las tablas sucesivas muestran los valores obtenidos tanto del Schedule disponible en los catálogos ArcelorMittal [3] como del diámetro nominal de las tuberías en cada punto del circuito. Las tuberías del circuito de CO₂, puesto que trabajan a altas condiciones de presión y temperatura, se han diseñado en aleación 740H, un material de gran resistencia como se puede observar en la Figura 77. Para las tuberías de agua y gas en cambio, se propone un material de uso más común como el A-106B.

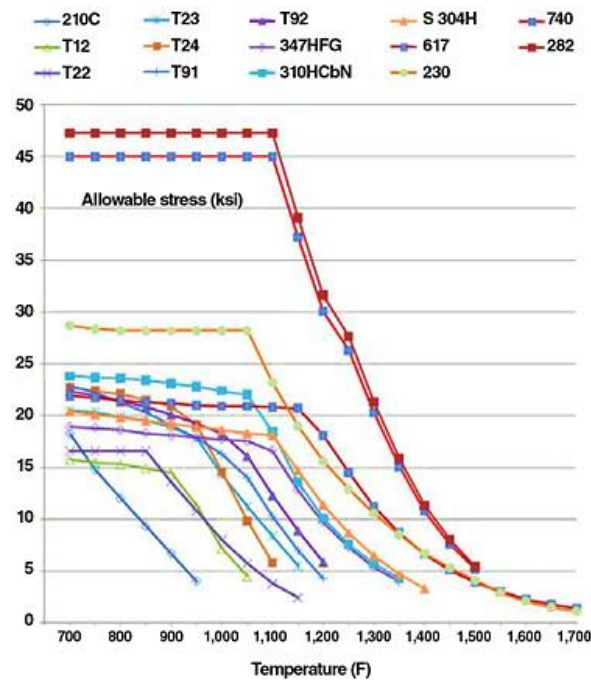


Figura 77. Límites de estrés de distintos materiales según ASME [65]

En la siguiente página, se recuerda el ciclo objeto de estudio y las propiedades de los distintos fluidos en cada punto.

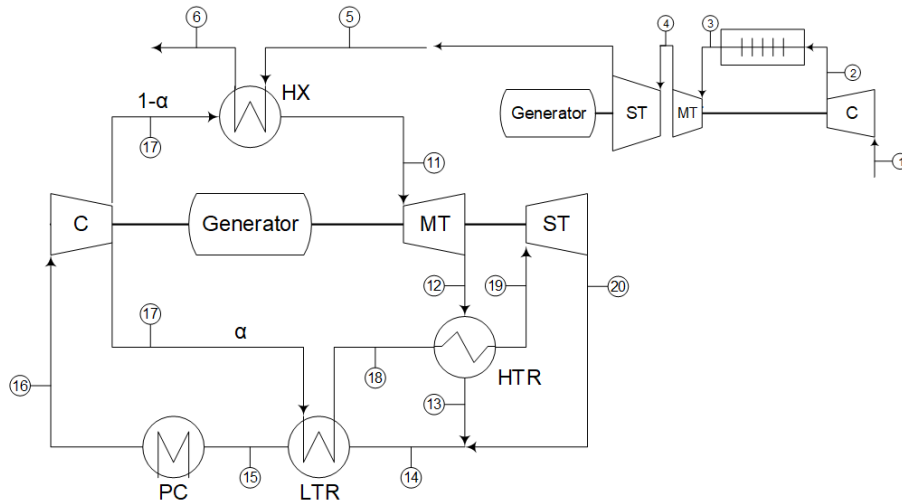


Figura 78. Esquema ciclo Cascada 2 Recuperadores con Turbina Industrial

Tabla 43. Propiedades del circuito de CO₂

CO ₂					
Punto	p [bar]	T [°C]	rho [kg/m ³]	mu [kg/m-s]	m_dot [kg/s]
11	260	479,4	176,308	0,00003645	88,79706
12	85,88	360,4	72,424	0,00002993	88,79706
13	85,48	241,3	92,356	0,0000256	88,79706
14	85,48	241,3	92,356	0,0000256	166,1
15	85,08	127,8	132,572	0,00002154	166,1
16	85	35	612,04	0,00004588	166,1
17_LTR	260	72,27	737,44	0,00006241	77,30294
17_HX	260	72,27	737,44	0,00006241	88,79706
18	260	231,3	302,412	0,00003202	77,30294
19	259,9	350,4	221,408	0,00003332	77,30294
20	85,48	241,3	92,356	0,0000256	77,30294

Tabla 44. Propiedades del circuito de agua

AGUA					
Punto	p [bar]	T [°C]	rho [kg/m ³]	mu [kg/m-s]	m_dot [kg/s]
entrada	5	25	997,2	8,90E-04	968,3
salida	4	35	994,2	7,19E-04	968,3

Tabla 45. Propiedades del circuito de gases

GASES					
Punto	p [bar]	T [°C]	rho [kg/m ³]	mu [kg/m-s]	m_dot [kg/s]
entrada	1,2	489,4	0,5482	3,53E-05	120,3
salida	1	82,27	0,9802	2,11E-05	120,3

Para validar los resultados obtenidos con el criterio de máxima pérdida de carga se ha considerado una rugosidad de 0,005 mm (non-corroded) para el acero al carbono A-106B y una pérdida de carga en conductos de agua como si se tratasen de descarga (0,9 bar/m), según la normativa NORSOK.

En la Tabla 46 se muestra un primer intento de dimensionado de tuberías por máxima velocidad, que luego se chequea en la Tabla 47 con el criterio de máxima pérdida de carga y resulta que las dimensiones de los conductos de CO₂ y agua (marcadas en rojo) exceden los límites de pérdida de cada recomendados para esas condiciones de operación.

Para solucionarlo, se han ampliado los diámetros de las tuberías a los mostrados en la Tabla 48. Esta vez se ha tenido en cuenta que, desde el punto de vista de los recuperadores y pre-cooler, es suficiente con 1 sólo tubería. Sin embargo, en el caso del intercambiador de gases, puesto que la longitud requiere de 9 apilamientos, hay que emplear 9 tuberías, tanto en el lado del CO₂ como en el de gases.

Para comprobar que los resultados del dimensionado por máxima velocidad de la Tabla 48 son los adecuados, se ha verificado que en los conductos se dan unas pérdidas de presión menores a los máximos recomendados. Tal y como se observa en la Tabla 49, esta vez los valores determinados cumplen con la normativa.

Tabla 46. Cálculo de tuberías según el criterio de máxima velocidad

CO2	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	m dot/pipe	m [m/s]	max v [m/s]	D min [mm]	S [MPa]	DN	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	sched	d [mm]	v [m/s]	D0/t (>6)
11	260	479.4	176.31	4E-05	88.80	1	88.8	18.9	184.06	276.0	200	219.1	9.95	10.31	60	198.5	16.28	21.25	
12	85.88	360.4	72.42	3E-05	88.80	1	88.8	27.8	237.17	276.0	250	273.1	4.20	6.35	20	260.4	23.02	43.01	
13	85.48	241.3	92.36	3E-05	88.80	1	88.8	25.0	221.30	286.6	250	273.1	4.02	6.35	20	260.4	18.05	43.01	
14	85.48	241.3	92.36	3E-05	166.10	1	166.1	25.0	302.67	286.6	300	323.9	4.77	8.38	30	307.1	24.27	38.65	
15	85.08	127.8	132.57	2E-05	166.10	1	166.1	21.4	273.04	295.0	300	323.8	4.62	6.35	20	311.1	16.48	50.99	
16	85	35	612.04	5E-05	166.10	1	166.1	11.1	176.56	295.0	200	219.1	3.12	6.35	20	206.4	8.11	34.50	
17_LTR	260	72.27	737.44	6E-05	77.30	1	77.3	10.2	114.22	295.0	125	141.3	6.01	6.55	40	128.2	8.12	21.57	
17_HX	260	72.27	737.44	6E-05	88.80	1	88.8	10.2	122.41	295.0	125	141.3	6.01	6.55	40	128.2	9.33	21.57	
18	260	231.3	302.41	3E-05	77.30	1	77.3	15.0	147.25	288.4	200	219.1	9.53	10.31	60	198.5	8.26	21.25	
19	259.9	350.4	221.41	3E-05	77.30	1	77.3	17.2	160.94	276.0	200	219.1	9.94	10.31	60	198.5	11.28	21.25	
20	85.48	241.3	92.36	3E-05	77.30	1	77.3	25.0	206.48	286.6	250	273.1	4.03	6.35	20	260.4	15.72	43.01	
AGUA																			
entrada	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	m dot/pipe	m [m/s]	max v [m/s]	D min [mm]	S [MPa]	DN	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	sched	d [mm]	v [m/s]	D0/t (>6)
5	25	997.2	8.9E-04	968.3	1	968.3	6.0	453.93	118.0	500	508	1.07	9.53	20	488.9	5.17	53.31		
salida	4	35	994.2	7.2E-04	968.3	1	968.3	6.0	454.62	118.0	500	508	0.86	9.53	20	488.9	5.19	53.31	
GASES																			
entrada	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	m dot/pipe	m [m/s]	max v [m/s]	D min [mm]	S [MPa]	DN	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	sched	d [mm]	v [m/s]	D0/t (>6)
1.2	489.4	0.548	3.5E-05	120.3	5	24.06	226.6	496.58	37.3	1200	1219.2	1.96	9.53	1200	38.8	127.93			
salida	1	82.27	0.980	2.1E-05	120.3	4	30.08	176.5	470.45	138.0	1200	1219.2	0.44	9.53	1200	27.12	127.93		

Tabla 47. Comprobación de las tuberías calculadas por el criterio de máxima pérdida de carga

CO2	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes dot/pipe	m [mm]	d [mm]	v [m/s]	Re	rough (mm)	relat rough	colebrook	f	h/L	Dp/L kPa/m	Dp/L bar/m	Dp bar/100 m	recomm A	B	f	
11	260	479.4	17631	4E-05	88.80	1	88.80	198.5	16.28	8.9E+04	0.05	2.52E-04	1.21E-09	0.01963	1.336	2.311	0.023	2.31	0.52	-3.67	-3.56	0.01962
12	85.88	360.4	7242	3E-05	88.80	1	88.80	260.4	23.02	2.0E+05	0.05	1.92E-04	1.12E-09	0.01704	1.768	1.256	0.013	1.26	0.189	-3.93	-3.82	0.01704
13	85.48	241.3	9236	3E-05	88.80	1	88.80	260.4	18.05	1.8E+05	0.05	1.92E-04	2.08E-10	0.01725	1.1	0.997	0.01	1.00	0.188	-3.91	-3.80	0.01724
14	85.48	241.3	9236	3E-05	166.10	1	166.10	307.1	24.27	2.9E+05	0.05	1.63E-04	2.84E-10	0.01602	1.566	1.419	0.014	1.42	0.188	-4.05	-3.94	0.01602
15	85.08	127.8	132.57	2E-05	166.10	1	166.10	311.1	16.48	2.4E+05	0.05	1.61E-04	5.89E-10	0.01643	0.731	0.951	0.01	0.95	0.188	-4.01	-3.89	0.01643
16	85	35	612.04	5E-05	166.10	1	166.10	206.4	8.11	3.6E+04	0.05	2.42E-04	8.72E-10	0.02315	0.376	2.258	0.023	2.26	0.188	-3.37	-3.28	0.02314
17_LTR	260	72.27	737.44	6E-05	77.30	1	77.30	128.2	8.12	1.7E+04	0.05	3.90E-04	2.01E-09	0.02784	0.73	5.28	0.053	5.28	0.52	-3.05	-2.99	0.02782
17_HX	260	72.27	737.44	6E-05	88.80	1	88.80	128.2	9.33	1.9E+04	0.05	3.90E-04	1.54E-09	0.02697	0.933	6.751	0.068	6.75	0.52	-3.11	-3.04	0.02696
18	260	231.3	302.41	3E-05	77.30	1	77.30	198.5	8.26	5.1E+04	0.05	2.52E-04	7.37E-10	0.02167	0.38	1.127	0.011	1.13	0.52	-3.49	-3.39	0.02165
19	259.9	350.4	221.41	3E-05	77.30	1	77.30	198.5	11.28	6.7E+04	0.05	2.52E-04	4.83E-10	0.02060	0.674	1.463	0.015	1.46	0.520	-3.58	-3.47	0.02059
20	85.48	241.3	92.36	3E-05	77.30	1	77.30	260.4	15.72	1.6E+05	0.05	1.92E-04	1.30E-09	0.01760	0.851	0.771	0.008	0.77	0.188	-3.88	-3.76	0.01759
AGUA	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes dot/pipe	m [mm]	d [mm]	v [m/s]	Re	rough (mm)	relat rough	colebrook	f	h/L	Dp/L kPa/m	Dp/L bar/m	Dp bar/100 m	recomm A	B	f	
entrada	5	25	997.2	0.000890	968.3	1	968.3	488.9	5.17	2.8E+03	0.05	1.02E-04	-2.59E-12	0.04434	0.124	1.209	0.012	1.21	0.9	-2.34	-2.38	0.04439
salida	4	35	994.2	0.000719	968.3	1	968.3	488.9	5.19	3.5E+03	0.05	1.02E-04	-2.29E-12	0.04153	0.116	1.136	0.011	1.14	0.9	-2.43	-2.46	0.04156
GASES	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes dot/pipe	m [mm]	d [mm]	v [m/s]	Re	rough (mm)	relat rough	colebrook	f	h/L	Dp/L kPa/m	Dp/L bar/m	Dp bar/100 m	recomm A	B	f	
entrada	1.2	489.4	0.5482	3.53E-05	120.3	5	24.06	1200	38.80	1.3E+06	0.05	4.17E-05	-3.63E-09	0.01211	0.774	0.004	4E-05	0.0042	0.005	-4.68	-4.54	0.01210
salida	1	82.27	0.9802	2.11E-05	120.3	4	30.075	1200	27.12	1.5E+06	0.05	4.17E-05	-3.08E-09	0.01190	0.372	0.004	4E-05	0.0036	0.004	-4.71	-4.58	0.01190

Tabla 48. Cálculo de tuberías según el criterio de máxima velocidad

CO2	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	m dot/pipe [kg/s]	m [mm]	maxv [m/s]	D min [mm]	S [MPa]	DN [mm]	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	sched	d [mm]	v [m/s]	D0/t (<6)
11	260	479.4	176.31	3.645E-05	88.80	9	9.9	18.9	61.35	276.0	125	141.3	6.41	6.55	STD	128.2	4.34	21.57	
12	85.88	360.4	72.42	2.993E-05	88.80	1	88.8	27.8	237.17	276.0	400	406.4	6.25	7.92	20	390.6	10.23	51.31	
13	85.48	241.3	92.36	0.0000256	88.80	1	88.8	25.0	221.30	286.6	400	406.4	5.99	7.92	20	390.6	8.03	51.31	
14	85.48	241.3	92.36	0.0000256	166.10	1	166.1	25.0	302.67	286.6	500	508	7.49	9.53	20	488.9	9.58	53.31	
15	85.08	127.8	132.57	2.154E-05	166.10	1	166.1	21.4	273.04	295.0	450	457	6.51	7.92	20	441.2	8.20	57.70	
16	85	35	612.04	4.588E-05	166.10	1	166.1	11.1	176.56	295.0	400	406.4	5.79	7.92	20	390.6	2.27	51.31	
17_LTR	260	72.27	737.44	6.241E-05	77.30	1	77.3	10.2	114.22	295.0	250	273	11.62	12.7	60	247.6	2.18	21.50	
17_HX	260	72.27	737.44	6.241E-05	88.80	9	9.9	10.2	40.80	295.0	125	141.3	6.01	6.55	STD	128.2	1.04	21.57	
18	260	231.3	302.41	3.202E-05	77.30	1	77.3	15.0	147.25	288.4	250	273	11.88	12.7	60	247.6	5.31	21.50	
19	259.9	350.4	221.41	3.332E-05	77.30	1	77.3	17.2	160.94	276.0	250	273	12.39	12.7	60	247.6	7.25	21.50	
20	85.48	241.3	92.36	0.0000256	77.30	1	77.3	25.0	206.48	286.6	400	406.4	5.99	12.7	40	381.0	7.34	32.00	
AGUA	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	m dot/pipe [kg/s]	m [mm]	maxv [m/s]	D min [mm]	S [MPa]	DN [mm]	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	sched	d [mm]	v [m/s]	D0/t (<6)
entrada	5	25	997.2	8.9E-04	968.3	1	968.3	6.0	453.93	118.0	550	559	1.18	9.53	20	539.9	4.24	58.66	
salida	4	35	994.2	7.2E-04	968.3	1	968.3	6.0	454.62	118.0	550	559	0.95	9.53	20	539.9	4.25	58.66	
GASES	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	m dot/pipe [kg/s]	m [mm]	maxv [m/s]	D min [mm]	S [MPa]	DN [mm]	Do [mm]	t min [mm]	t [mm]	sched	d [mm]	v [m/s]	D0/t (<6)
entrada	1.2	489.4	0.548	3.5E-05	120.3	9	13.37	226.6	370.13	37.3	950	965.2	1.55	9.53	STD	946.1	34.68	101.28	
salida	1	82.27	0.980	2.1E-05	120.3	9	13.37	176.5	313.63	138.0	950	965.2	0.35	9.53	STD	946.1	19.4	101.28	

Tabla 49. Comprobación de las tuberías calculadas por el criterio de máxima pérdida de carga

CO2	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	d [mm]	v [m/s]	Re	rough (mm)	reht rough	colebrook	f	h/L	Dp/L	Dp/L	Dp	recomm	A	B	f
															bar/m	bar/m	bar/100 m				
11	260	479.4	176.31	3.645E-05	88.80	9	9.87	128.2	1.5E+04	0.05	3.90E-04	4.86E-13	0.02842	0.212	0.367	0.004	0.37	0.52	-3.02	-2.96	0.02840
12	85.88	360.4	72.42	2.293E-05	88.80	1	88.80	390.6	1.3E+05	0.05	1.28E-04	-4.16E-10	0.01773	0.242	0.172	0.002	0.17	0.189	-3.88	-3.74	0.01772
13	85.48	241.3	92.36	0.0000256	88.80	1	88.80	390.6	1.2E+05	0.05	1.28E-04	-9.96E-11	0.01800	0.151	0.137	0.001	0.14	0.188	-3.85	-3.72	0.01799
14	85.48	241.3	92.36	0.0000256	166.10	1	166.10	488.9	1.8E+05	0.05	1.02E-04	1.51E-14	0.01667	0.159	0.144	0.001	0.14	0.188	-4.01	-3.86	0.01666
15	85.08	127.8	132.57	2.154E-05	166.10	1	166.10	441.2	1.7E+05	0.05	1.13E-04	-1.35E-10	0.01698	0.132	0.171	0.002	0.17	0.188	-3.97	-3.83	0.01697
16	85	35	612.04	4.588E-05	166.10	1	166.10	390.6	1.9E+04	0.05	1.28E-04	-8.17E-13	0.02639	0.018	0.106	0.001	0.11	0.188	-3.15	-3.07	0.02637
17 LTR	260	72.27	737.44	6.241E-05	77.30	1	77.30	247.6	2.1E+03	0.05	2.02E-04	-2.33E-09	0.03240	0.032	0.229	0.002	0.23	0.52	-2.81	-2.77	0.03239
17 HX	260	72.27	737.44	6.241E-05	88.80	9	9.87	128.2	2.1E+03	0.05	3.90E-04	-7.08E-13	0.04877	0.021	0.151	0.002	0.15	0.52	-2.21	-2.28	0.04886
18	260	231.3	302.41	3.202E-05	77.30	1	77.30	247.6	4.1E+04	0.05	2.02E-04	0.00E+00	0.02248	0.13	0.387	0.004	0.39	0.52	-3.43	-3.32	0.02246
19	259.9	350.4	221.41	3.332E-05	77.30	1	77.30	247.6	5.4E+04	0.05	2.02E-04	-2.24E-10	0.02128	0.23	0.5	0.005	0.50	0.520	-3.53	-3.42	0.02127
20	85.48	241.3	92.36	0.0000256	77.30	1	77.30	381.0	1.1E+05	0.05	1.31E-04	-2.24E-10	0.01838	0.133	0.12	0.001	0.12	0.188	-3.81	-3.68	0.01837
AGUA	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	d [mm]	v [m/s]	Re	rough (mm)	reht rough	colebrook	f	h/L	Dp/L	Dp/L	Dp	recomm	A	B	f
entrada	5	25	997.2	0.000890	968.3	1	968.3	539.9	2.6E+03	0.05	9.26E-05	-5.76E-11	0.04572	0.078	0.759	0.008	0.76	0.9	-2.29	-2.35	0.04578
salida	4	35	994.2	0.000719	968.3	1	968.3	539.9	3.2E+03	0.05	9.26E-05	-5.17E-11	0.04278	0.073	0.713	0.007	0.71	0.9	-2.39	-2.42	0.04282
GASES	P [bar]	T [°C]	rho [kg/m3]	Visco. [m2/s]	m dot [kg/s]	n° pipes	d [mm]	v [m/s]	Re	rough (mm)	reht rough	colebrook	f	h/L	Dp/L	Dp/L	Dp	recomm	A	B	f
entrada	1.2	489.4	0.5482	3.53E-05	120.3	9	13.3667	946.1	9.3E+05	0.05	5.28E-05	-2.63E-10	0.01281	0.83	0.004	4E-05	0.0045	0.005	-4.55	-4.41	0.01280
salida	1	82.27	0.9802	2.11E-05	120.3	9	13.3667	946.1	8.7E+05	0.05	5.28E-05	-3.27E-09	0.01290	0.261	0.003	3E-05	0.0025	0.004	-4.53	-4.39	0.01290

El diámetro nominal (DN) y el Schedule (Sched) seleccionados del catálogo ASME B36.10M [60] para cada tubería del ciclo se recogen en la Tabla 50.

Tabla 50. . Resumen de los resultados del dimensionado de tuberías

Point n°	CO2			WATER			GASES								
	DN	Sched	Point	n°	DN	Sched	Point	n°	DN	Sched					
11	9	125	STD	17_LTR	1	250	60	entrada	1	550	20	5	9	950	STD
12	1	400	20	17_HX	9	125	STD	salida	1	550	20	6	9	950	STD
13	1	400	20	18	1	250	60								
14	1	500	20	19	1	250	60								
15	1	450	20	20	1	400	40								
16	1	400	20												

4.5 PLANIFICACIÓN Y ESTIMACIÓN ECONÓMICA

4.5.1 CASO BASE

Siguiendo la metodología descrita en la sección 3.5 *Análisis económico*, la estimación de coste del ciclo de CO₂, se hace tomando como referencia la planta de 10Mwe de CO₂ supercrítico desarrollada por SNL. Los parámetros más significativos y diferenciales de ambos proyectos se observan en la Tabla 51.

Tabla 51. Comparación de parámetros generales del ciclo bajo estudio y el caso base de SNL

	SNL	S-CO ₂ CASCADA
Flujo másico [kg/s]	120	166,1
T. de entrada a turbina [°C]	650	479,4
Condiciones de entrada a compresor [°C] y [bar]	31.8 & 76.9	35 & 85
Condiciones de salida de compresor [bar]	200	260
Pérdidas de carga	5%	0,465%
Potencia bruta [kW]	11822	11736
Precooler [kW]	12558	40454
LTR [kW]	15259	22016
HTR [kW]	50411	12062
HX [kW]	-	53493
Eficiencia de ciclo [%]	48	21,94

El número de módulos equivalente de los intercambiadores para estimar su coste y la valoración de las turbomáquinas del ciclo de cola se contemplan en las Tabla 52,

Tabla 53 y Tabla 54. La inversión final del ciclo de CO₂ se muestra en la Tabla 55.

Tabla 52. Normalización del número de módulos de los intercambiadores

	LTR	HTR	HX	PC
Longitud [m]	0,8635	1,836	2,305	0,6283
Número equivalente de módulos	3,708	3,375	114,4	4,304
Número de módulos para estimar coste (Nm)	3,708	6,75	228,8	4,304

Tabla 53. Coste de los intercambiadores del ciclo combinado

	LTR	HTR	HX	PC
Factor de escala	0,4	0,4	0,4	0,4
Nm HX0	4,46	4,46	4,46	4,46
Nm HX	3,708	6,75	228,8	4,304
CCE HX0 [M\$]	5	5	5	5
CCE HX [M\$]	4,64	5,90	24,16	4,93
CCE HXs [M\$]			39,63	
CE HXs [M\$]			86,69	

Tabla 54. Coste de las turbomáquinas del ciclo de sCO₂

	F_w		F_p		F_T	
	W [MW]	W0 [MW]	P [bar]	P0 [bar]	T[°C]	T0 [°C]
	11,736	10	260	200	479,4	650
	1,115		0,854		1,009	
CCE TAC0 [M\$]			6			
CCE TAC [M\$]			5,77			
CE TAC [M\$]			12,62			

Tabla 55. Inversión del ciclo de sCO₂

	M€	€/kWe-g
CCE de S-CO₂ CASCADA	39,04	3326,83
CE de S-CO₂ CASCADA	85,41	7277,44
INV de S-CO₂ CASCADA	154,59	13172,17

Las tablas que siguen (Tabla 56-Tabla 58) muestran los datos, tasas y factores que se han utilizado en el cálculo de la inversión total y el LCOE del proyecto, mostrados en la Tabla 59 y Tabla 60, respectivamente.

Tabla 56. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base Power Only (2003)

Costes (Año 2003;\$)		
Instalación, Power Only (INV _o)	592	\$/kW
Combustible (Fo)	0,041	\$/kWh-PCS
Mantenimiento (OMe)	0,0042	\$/kWh

Tabla 57. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base Power Only (2017)

Costes (Año 2017;€)		
Instalación, Power Only (INV)	719,66	€/kW
Potencia nominal	40000,00	kW
Combustible (Fo)	0,035	€/kWh-PCS
Mantenimiento (OMe)	0,0051	€/kWh

Tabla 58. Factores para el cálculo del LCOE

Índices	
f_a	0,1102
k_F	0,9545
k_{OM}	0,9318
f_{Σ}^F	14,4365
f_{Σ}^{OM}	11,3281

Tabla 59. Inversión por partes y total del CC

Inversión TG [€]	28786470,54	Potencia TG [MW]	40
Inversión CO2 [€]	154588531,52	Potencia CO2 [MW]	11,736
INV CC [€]	183375002,06	Potencia CC [MW]	51,736

Tabla 60. LCOE del ciclo de gas y del CC

	TG	CC
LC_I [€/MWh]	14,42	71,00
LC_F [€/MWh]	154,63	119,55
LC_OM [€/MWh]	6,37	6,37
LCOE [€/MWh]	175,41	196,92

4.5.2 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

4.5.2.1 Impacto del Precio de Combustible

En un intento por hacer del ciclo combinado una inversión más atractiva, se procede al análisis del impacto que tendría una diferencia de precios de combustible de entre un 10% inferior y un 30% superior al precio base establecido de 0,035 €/kWh-PCS (Tabla 61).

Tabla 61. Variación del LCOE del ciclo en función del precio del combustible

	Precio base Combustible [€/kWh-PCS]	Combustible [€/kWh- PCS]	LC_F (TG) [€/MWh]	LC_F (CC) [€/MWh]	LCOE (TG) [€/MWh]	LCOE (CC) [€/MWh]	LCOE (CC/TG)
0,9	0,035	0,0315	139,16	107,60	159,95	184,96	1,16
0,95		0,0332	146,90	113,57	167,68	190,94	1,14
1		0,0350	154,63	119,55	175,41	196,92	1,12
1,05		0,0367	162,36	125,53	183,14	202,90	1,11
1,1		0,0385	170,09	131,51	190,88	208,87	1,09
1,15		0,0402	177,82	137,48	198,61	214,85	1,08
1,2		0,0420	185,55	143,46	206,34	220,83	1,07
1,25		0,0437	193,28	149,44	214,07	226,81	1,06
1,3		0,0455	201,01	155,42	221,80	232,78	1,05

En la gráfica de la Figura 79, se puede ver cómo según va aumentando el precio del combustible, el LCOE del ciclo combinado disminuye más en comparación con el del ciclo de gas aislado hasta el punto en que si el combustible se encarece un 30%, ambos ciclos tendrán prácticamente el mismo LCOE.

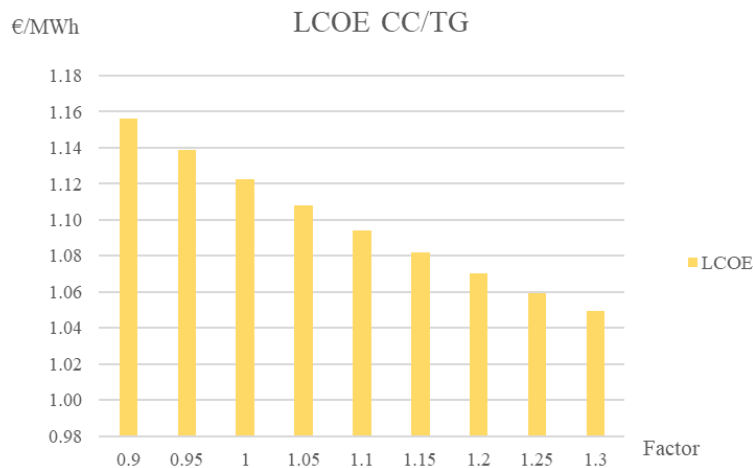


Figura 79. Cociente de LCOE entre ciclo combinado y ciclo de gas en función del precio del combustible

En el gráfico de la Figura 80 se ve cómo lógicamente el LCOE del ciclo de gas y del CC crece a medida que aumenta el precio de combustible. Puesto que la pendiente de la recta es más pronunciada, se puede deducir que la turbina de gas es más sensible a cambios en el combustible.

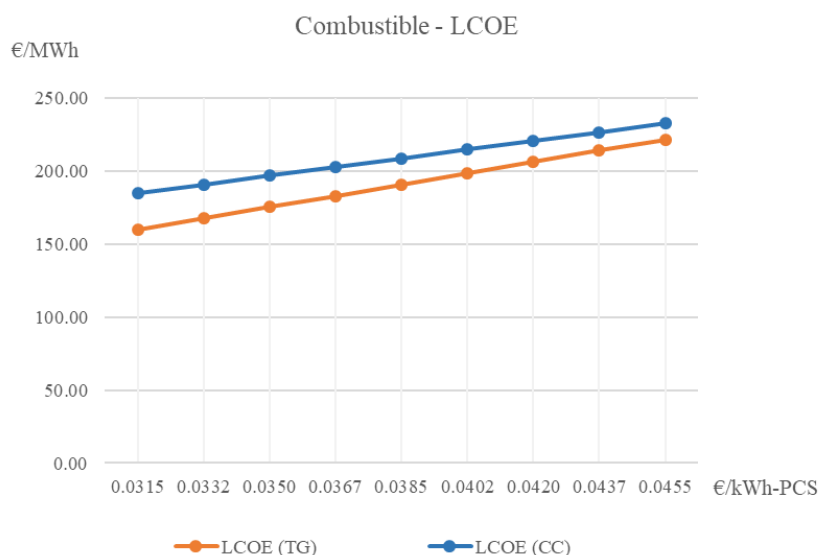


Figura 80. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del precio del combustible

4.5.2.2 Impacto del Coste de Emisiones

De la misma manera, se ha estudiado el impacto que sobre el LCOE de la TG y del CC, tendría el establecimiento de una política medioambiental que penalice las emisiones de CO₂ a la atmósfera con la generación. A efectos de cálculo, el sobrecoste se ha incorporado como si de otro tipo de combustible se tratara (Tabla 62).

Tabla 62. Costes de instalación, combustible, emisiones y mantenimiento. Base Power Only (2017)

Costes (Año 2017;€)		
Instalación, Power Only (INV)	719,66	€/kW
Potencia nominal	40000,00	kW
Combustible (Fo)	0,035	€/kWh-PCS
Factor de Emisión de CO ₂	204	[gCO ₂ /kWh]
Mantenimiento (OMe)	0,0051	€/kWh

En la Tabla 63 se recogen los distintos valores de LCOE para el ciclo de gas y el combinado. Se ha tomado un factor de emisión de CO₂ de 204 gCO₂/kWh marcado en el reglamento [63] y un coste que varía desde los 5 a los 85 €/tonCO₂, basado en valores reales.

Tabla 63. Variación del LCOE del ciclo en función del coste de las emisiones de CO₂

	Base Fuel	Fuel	Coste	Emisión de	Tasa CO ₂ [€/kWh]	Coste combinado [€/kWh]	LC_F (TG)	LC_F (CC)	LCOE (TG)	LCOE (CC)	$\frac{CC}{TG}$
			CO ₂ [€/tonCO ₂]	CO ₂ [gCO ₂ /kWh]							
1	0,035	0,035	5	204	0,0010	0,0360	159,13	123,03	179,92	200,40	1,11
			15		0,0031	0,0381	168,15	130,00	188,93	207,37	1,10
			25		0,0051	0,0401	177,16	136,97	197,94	214,34	1,08
			35		0,0071	0,0421	186,17	143,94	206,96	221,31	1,07
			45		0,0092	0,0442	195,18	150,91	215,97	228,28	1,06
			55		0,0112	0,0462	204,20	157,87	224,98	235,24	1,05
			65		0,0133	0,0483	213,21	164,84	233,99	242,21	1,04
			75		0,0153	0,0503	222,22	171,81	243,01	249,18	1,03
			85		0,0173	0,0523	231,23	178,78	252,02	256,15	1,02

En la Figura 81 se aprecia el aumento del LCOE con la penalización, siendo más acusada la diferencia en el ciclo de gas que, a valores altos de tasas de emisiones pierde toda rentabilidad frente al ciclo combinado.

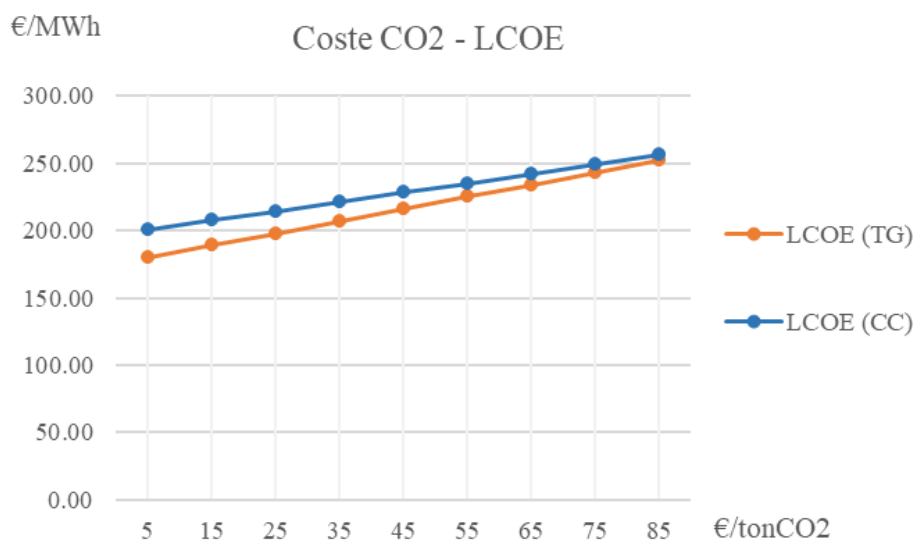


Figura 81. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del coste de las emisiones de CO₂.

Factor fuel: 1

4.5.2.3 Impacto combinado del precio de combustible y coste de emisiones

Finalmente se ha realizado un análisis multivariable con los casos más extremos de coste de combustible. Se puede comprobar en la

Tabla 64 y

Tabla 65 que sólo se mantendrá la rentabilidad del proyecto frente al Caso Base (LCOE 196,92), si el combustible es un 10% más barato y las emisiones a 5-15 €/tonCO₂. El resto de casos siempre dará resultados más caros, hasta el punto de duplicar los costes si se diera la situación en que tanto el combustible como las emisiones están en su máximo exponente. Por otro lado, también se aprecia que a medida que se incrementan las variables, el cociente entre ciclo combinado y ciclo de gas aislado va disminuyendo hasta que la inversión en ciclo combinado resulta incluso más rentable (Figura 83).

Tabla 64. Variación del LCOE del ciclo en función del coste del combustible y de las emisiones de CO₂

	Base Fuel	Fuel	Coste CO2 [€/tonCO 2]	Emisión de CO2 [gCO2/kW ht]	Tasa CO2 [€/kWh]	Coste combinado [€/kWh]	LC_F (TG)	LC_F (CC)	LCOE (TG)	LCOE (CC)	$\frac{CC}{TG}$
0,9	0,035	0,031	5	204	0,0010	0,0325	143,67	111,08	164,46	188,45	1,15
			15		0,0031	0,0346	152,68	118,05	173,47	195,42	1,13
			25		0,0051	0,0366	161,70	125,02	182,48	202,38	1,11
			35		0,0071	0,0386	170,71	131,98	191,49	209,35	1,09
			45		0,0092	0,0407	179,72	138,95	200,51	216,32	1,08
			55		0,0112	0,0427	188,73	145,92	209,52	223,29	1,07
			65		0,0133	0,0448	197,75	152,89	218,53	230,26	1,05
			75		0,0153	0,0468	206,76	159,86	227,54	237,22	1,04
			85		0,0173	0,0488	215,77	166,82	236,56	244,19	1,03

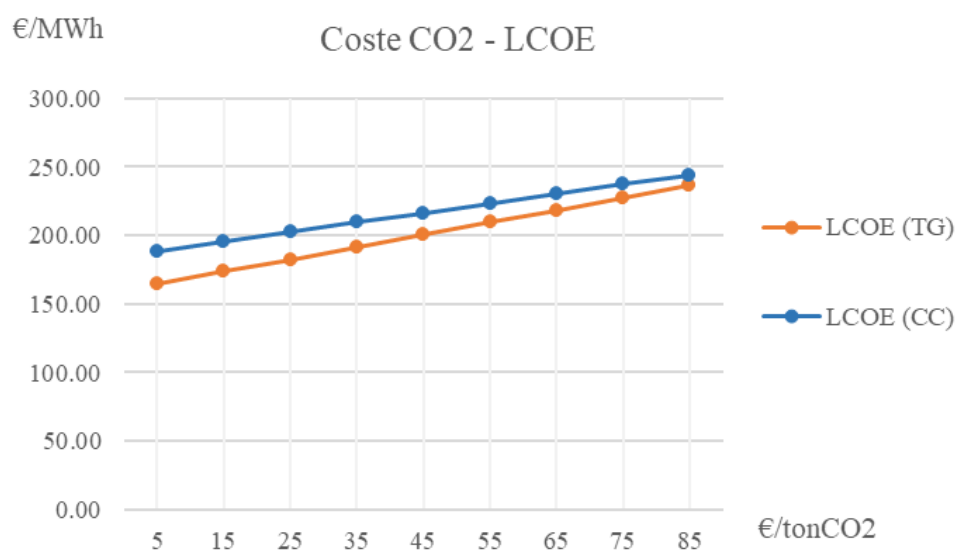


Figura 82. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del coste de las emisiones de CO₂.

Factor fuel: 0.9

Tabla 65. Variación del LCOE del ciclo en función del coste del combustible y de las emisiones de CO₂

Base Fuel	Fuel	Coste CO ₂ [€/tonCO ₂]	Emisión de CO ₂ [gCO ₂ /kWh]	Tasa CO ₂ [€/kWh]	Coste combinado [€/kWh]	LC_F (TG)	LC_F (CC)	LCOE (TG)	LCOE (CC)	$\frac{CC}{TG}$
1,3	0,035	0,0455	204	0,0010	0,0465	205,52	158,90	226,31	236,27	1,04
				0,0031	0,0486	214,53	165,87	235,32	243,24	1,03
				0,0051	0,0506	223,55	172,84	244,33	250,20	1,02
				0,0071	0,0526	232,56	179,80	253,35	257,17	1,02
				0,0092	0,0547	241,57	186,77	262,36	264,14	1,01
				0,0112	0,0567	250,58	193,74	271,37	271,11	1,00
				0,0133	0,0588	259,60	200,71	280,38	278,08	0,99
				0,0153	0,0608	268,61	207,68	289,40	285,04	0,98
				0,0173	0,0628	277,62	214,64	298,41	292,01	0,98

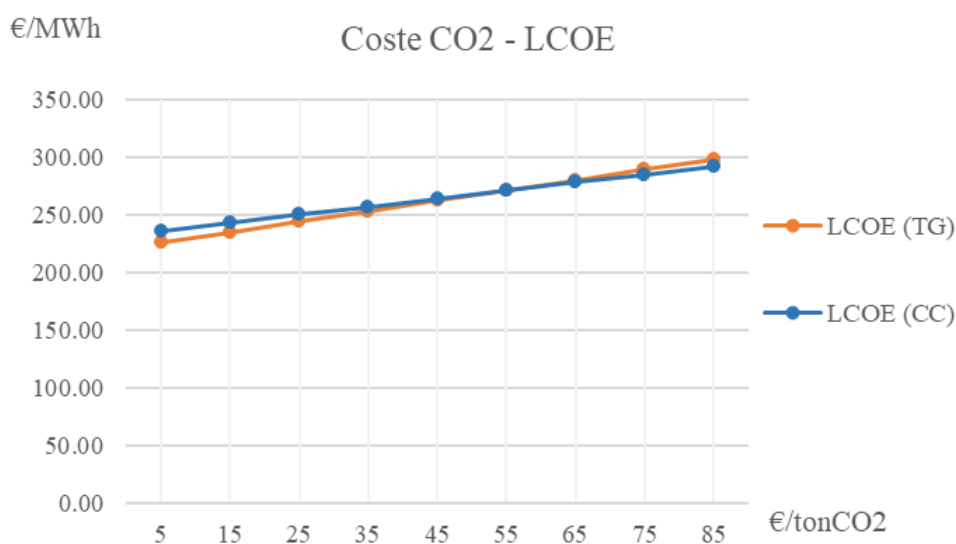


Figura 83. LCOE del ciclo combinado y del ciclo de gas en función del coste de las emisiones de CO₂.

Factor fuel: 1.3

De la Figura 84 se concluye que cuando de verdad el ciclo combinado aporta beneficios respecto al ciclo de gas aislado es cuando el valor de los costes variables son mayores.

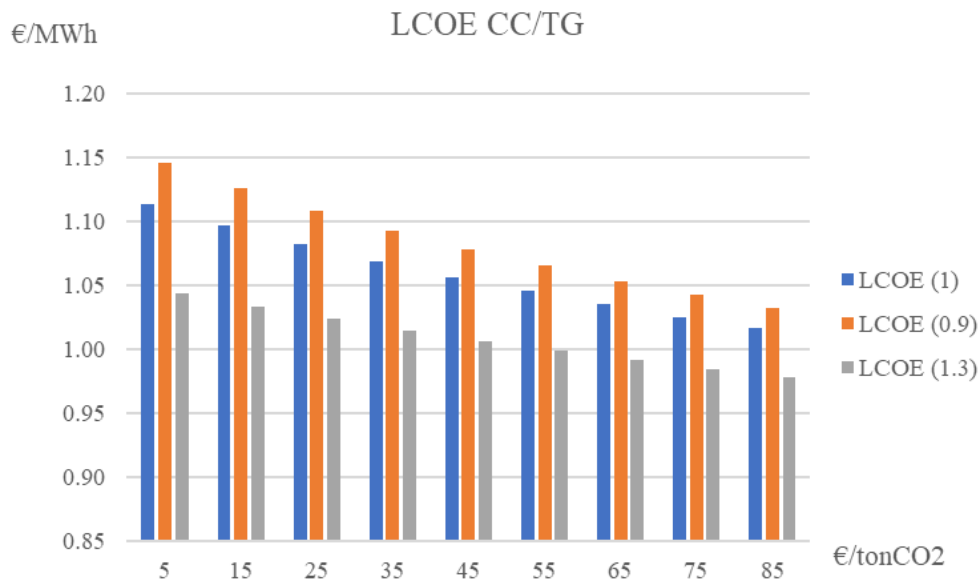


Figura 84. Cociente de LCOE entre ciclo combinado y ciclo de gas en función del precio del combustible y de las emisiones de CO₂

4.5.3 INTERCAMBIO DEL INTERCAMBIADOR HX POR UNO DE FLUJO CRUZADO

Como se ha visto que lo más caro es el intercambiador de gases se va a intentar reducir la inversión cambiándolo por un intercambiador de calor de flujo cruzado (tubos con aletas), como el que se emplearía en la turbina de gas si estuviese en una aplicación de cogeneración. En este caso, por los tubos no circularía CO₂ (que estaría a una presión superior a la soportada por los tubos), sino un líquido que toma el calor de los gases de escape y cede calor en el PCHE al CO₂. Para escoger el tipo de fluido de transferencia se han de tener en cuenta los tres parámetros que afectan directamente a su capacidad de energía térmica: temperatura de fusión, estabilidad térmica y capacidad calorífica.

La aplicación de sales fundidas como fluido de transferencia de calor está determinada por su punto de fusión y límite inferior de temperatura. El problema principal de las sales fundidas es que se solidifiquen durante la operación. En el ciclo seleccionado, el fluido debe

ser capaz de absorber el calor de una corriente de gas que pasa de 475°C a 82°C. Hasta ahora, las sales fundidas disponibles a nivel comercial tenían elevados puntos de fusión (por encima de los 140°C), lo que limitaba su potencial por el riesgo a solidificación. Actualmente hay alternativas que ofrecen puntos de fusión de 60°C y estabilidad térmica hasta los 500°C.

Debido a su bajo punto de fusión y buena capacidad calorífica, los nitritos y nitratos alcalinos son una buena opción para aplicaciones de recuperación de calor residual de baja temperatura. De acuerdo a [66], el $\text{KNO}_3\text{-NHNO}_3\text{-AgNO}_3$ tiene un punto de fusión de 52°C, por lo que en principio podría servir para esta aplicación.

Con la implementación de un intercambiador de tubos con aletas, el PCHE tendría un coste similar al precoolers (5 M€ aprox.), valorando el nuevo intercambiador de flujos cruzados en la inversión de la TG (fijando Base CHP en lugar de Power Only).

Los resultados del análisis económico del caso se recogen en las siguientes tablas.

Tabla 66. Coste de los intercambiadores del ciclo combinado

	LTR	HTR	PCHE	PC
Factor de Escala	0,4	0,4	-	0,4
Nm HX0	4,46	4,46	-	4,46
Nm HX	3,708	6,75	-	4,304
CCE HX0 [M\$]	5	5	-	5
CCE HX [M\$]	4,64	5,90	5,00	4,93
CCE HXs [M\$]		20,47		
CE HXs [M\$]		44,79		

Tabla 67. Inversión del ciclo de $s\text{CO}_2$

	M€	€/kWe-g
CCE de S-CO2 CASCADA	22,57	1923,13
CE de S-CO2 CASCADA	49,37	4206,84
INV de S-CO2 CASCADA	89,36	7614,38

Tabla 68. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base CHP (2003)

Costes (Año 2003;\$)		
Instalación, CHP (INVo)	702	\$/kW
Combustible (Fo)	0,041	\$/kWh-PCS
Mantenimiento (OMe)	0,0042	\$/kWh

Tabla 69. Costes de instalación, combustible y mantenimiento. Base CHP (20017)

Costes (Año 2017;€)		
Instalación, CHP (INV)	853,38	€/kW
Potencia nominal	40000,00	kW
Combustible (Fo)	0,035	€/kWh-PCS
Mantenimiento (OMe)	0,0051	€/kWh

Tabla 70. Inversión por partes y total del CC

Inversión TG [€]	34135307,97	Potencia TG [MW]	40
Inversión CO2 [€]	89362395,18	Potencia CO2 [MW]	11,736
INV CC [€]	123497703,15	Potencia CC [MW]	51,736

Tabla 71. LCOE del ciclo de gas y del CC

	TG	CC
LC_I TG [€/MWh]	17,09	47,81
LC_F [€/MWh]	154,63	119,55
LC_OM [€/MWh]	6,37	6,37
LCOE [€/MWh]	178,09	173,74

Capítulo 5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Con el modelo seleccionado, a pesar de haber incrementado la producción eléctrica en más de un 25% sin consumir más combustible, la inversión adicional que ha supuesto es excesiva como para ganar en rentabilidad. Los principales responsables son los intercambiadores, y en concreto el de recuperación, que ha de ser del tipo PCHE por las altas presiones de trabajo. Para solucionar esto, habría que operar a menos presión el intercambiador de gases/CO₂ y así se podría sustituir el PCHE por una alternativa más económica, como un intercambiador compacto de placas y aletas. Por otra parte, el precoolers opera a baja presión y su requerimiento de acercamiento no es excesivo, por lo que no sería necesario que fuera un PCHE, pudiendo sustituirse por uno de carcasa y tubos o de placas soldadas convencional. Si ambos intercambiadores, el de gases/CO₂ y el PC, se sustituyesen por este tipo de intercambiadores, la inversión de cada uno se podría reducir a 1/3 de la actual (Tabla 72).

Tabla 72. Coste de los intercambiadores con la sustitución de los PCHE HX y PC

	LTR	HTR	HX placas y aletas	PC carcasa y tubos
Factor de Escala	0,4	0,4	0,4	0,4
Nm HX0	4,46	4,46	4,46	4,46
Nm HX	3,708	6,75	228,8	4,304
CCE HX0 [M\$]	5	5	5	5
CCE HX [M\$]	4,64	5,90	8,05	4,93
CCE HXs [M\$]			20,24	
CE HXs [M\$]			44,28	

Para reducir la presión de trabajo del intercambiador HX, es preciso que vea la corriente de CO₂ a baja presión (85 bar) y no en alta (200 o 260 bar) como hasta ahora. Como se ha comentado antes, el PC cumple ya con las condiciones, sin embargo, el HX habría que cambiarlo de posición en el ciclo, de forma que el aporte de calor se haga en la salida de la turbina, antes del regenerador, como se indica en la Figura 85. Debido a que en este Proyecto no se ha dimensionado este ciclo, esta alternativa se plantea como trabajo futuro, presentándose aquí una mera aproximación a los costes.

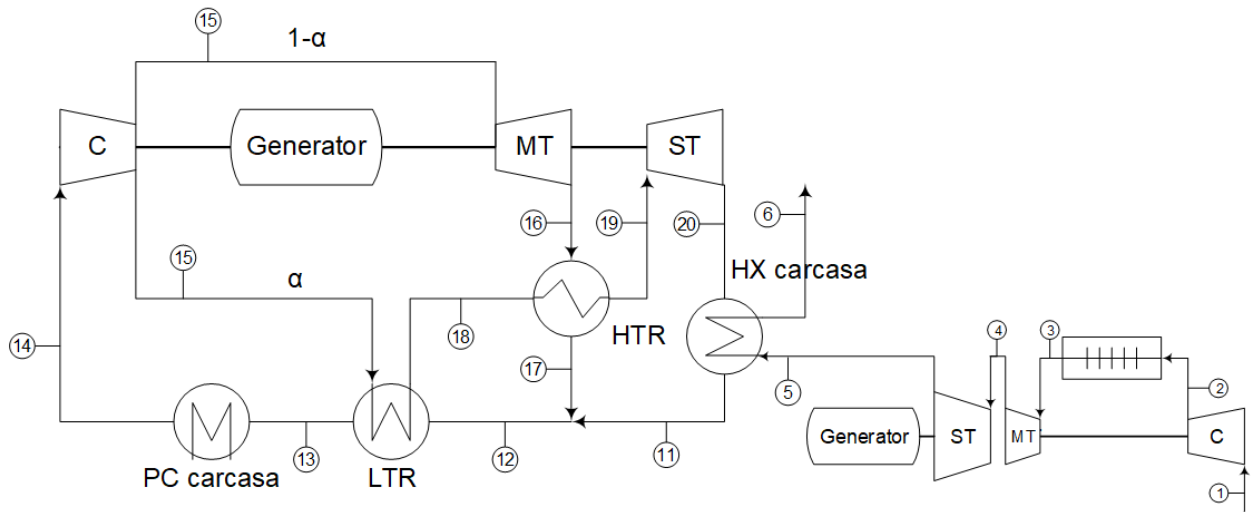


Figura 85. Esquema de ciclo alternativo con acoplamiento del HX a corrientes de baja presión.

El intercambiador de placas con aletas mencionado puede ser una variante de los impresos, llamada híbridos (H^2E). Ésta tipología tiene canales impresos para una corriente (CO_2) y canales con aletas para otra (gases) y soporta presiones máximas de alrededor de 200 bar (Figura 86).

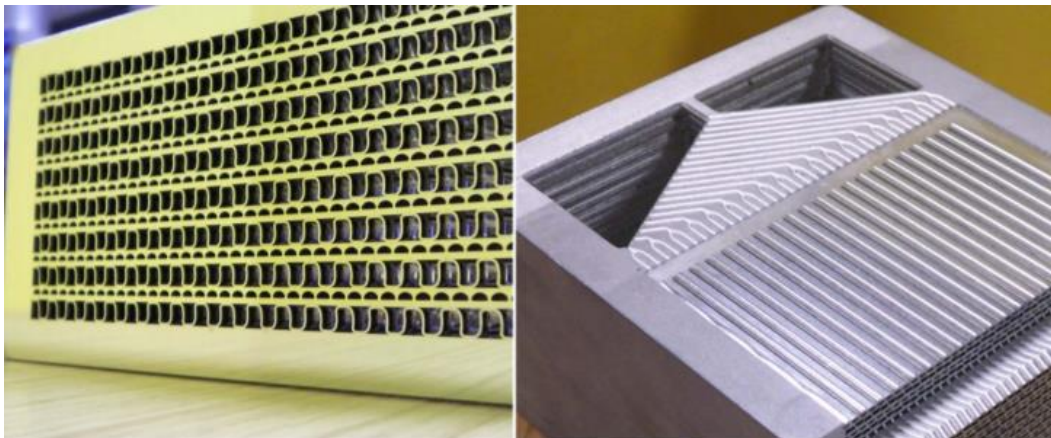


Figura 86. Intercambiador de calor híbrido H^2E Section- H^3E Section

En las Tabla 73 a Tabla 75 se muestran los resultados de la inversión y del LCOE si se sustituyesen los dos intercambiadores por unos un tercio más baratos. Así como el coste del ciclo de gas no se ve apenas afectado, sí el del ciclo combinado, que se ve reducido por debajo de todas las opciones analizadas anteriormente.

Tabla 73. Inversión del ciclo de CO₂ con la sustitución de los PCHE HX y PC

	M€	€/kWe-g
CCE de S-CO₂ CASCADA	22,37	1905,96
CE de S-CO₂ CASCADA	48,93	4169,28
INV de S-CO₂ CASCADA	88,56	7546,40

Tabla 74. Inversión por partes y total del CC con la sustitución de los PCHE HX y PC.

Inversión TG [€]	28786470,54	Potencia TG [MW]	40
Inversión CO₂ [€]	88564523,24	Potencia CO₂ [MW]	11,736
INV CC [€]	117350993,77	Potencia CC [MW]	51,736

Tabla 75. LCOE del ciclo de gas y del CC con la sustitución de los PCHE HX y PC

	TG	CC
LC_I TG [€/MWh]	14,42	45,43
LC_F [€/MWh]	154,63	119,55
LC_OM [€/MWh]	6,37	6,37
LCOE [€/MWh]	175,41	171,36

Finalmente, en la Tabla 76 se muestran los LCOE de los ciclos TG y Combinados en todos los casos estudiados. De ella se puede deducir que las únicas alternativas que aseguran la eficiencia y rentabilidad del ciclo combinado conllevan la sustitución de alguno de los intercambiadores PCHE por otro tipo, sea de flujos cruzados, carcasa y tubos o placas con

aletas. Además, de esta forma, se puede ver que siempre conviene invertir en los ciclos de cola y producir más energía antes que generar exclusivamente con la turbina de gas.

Tabla 76. Comparación del LCOE de los distintos casos de estudio

			LCOE TG	LCOE CC
CASO BASE			175,41	196,92
SENSIBILIDAD				
	factor fuel [p.u.]	Coste CO2 [€/ton]		
FUEL	0,9		160,0	185,0
	1,3		214,1	232,8
EMISIONES		5	179,9	200,4
		25	197,9	214,3
		75	243,0	249,2
COMBINADO	0,9	5	164,5	188,5
		75	227,5	237,2
	1,3	5	226,3	236,3
		75	289,4	285,0
CAMBIO DE HX A CRUZADO			178,1	173,7
CAMBIO HX Y PC A CARCASA Y TUBOS (PC) Y PLACAS CON ALETAS (HX)			175,4	171,4

5.1 BARRERAS Y DIFICULTADES. PROPUESTAS DE MEJORA

Como se ha podido comprobar, cada planta es diferente y opera bajo condiciones únicas. Esto implica que, aunque los sistemas de recuperación de calor residual están relativamente estandarizados, la instalación y funcionamiento de cada método en cada escenario presenta diferentes dificultades.

En primer lugar, las fuentes de calor residual en una planta no surgen de un único punto, sino que están dispersas en distintas secciones del sistema y, en muchas ocasiones, son difíciles de alcanzar. Además, la mayoría de las veces contienen químicos y contaminantes que incrementan la complejidad, el tamaño y el coste de las instalaciones necesarias para su reutilización, reduciendo los beneficios de la inversión. A esto se le puede añadir la carencia general de expertos en la materia y la variabilidad de la demanda de generación eléctrica durante el año, factores de riesgo e incertidumbre que levantan una barrera mental hacia este tipo de proyectos.

A pesar de todos los beneficios comentados, este tipo de proyectos llevan todavía un riesgo asociado demasiado alto como para que un negocio se lance a realizar inversiones del nivel calculado. Hay una falta de conocimiento y concienciación generalizada. La recuperación de calor residual, su funcionamiento y su implementación son conceptos que aún no están bien asentados en la sociedad. Esto afecta no sólo a los negocios particulares, sino también a la regulación de la industria.

La manera de combatir la ignorancia y falta de entendimiento de la industria energética es a través campañas informativas y de sensibilización. Los ministerios de energía deberían definir políticas regulatorias, que promuevan programas para recaudar fondos destinados a investigación y desarrollo de las diferentes tecnologías descritas, pues es mucho el camino que queda por descubrir y grandes los beneficios que se esperan.

Otra sugerencia es que se diseñen programas de soporte financiero al sector industrial que ayuden a sobrellevar los gastos de instalación o programas que incentiven en función de la cantidad de energía aprovechada o la cantidad de emisiones evitadas.

En definitiva, se trata de que los Estados animen la creación de una regulación a favor de la implementación de tecnologías de recuperación. De esta manera, serán mayores los esfuerzos y la motivación por investigar y desarrollar avances que lleven a la reducción del coste de equipos y técnicas de fabricación. No hay duda de que la recuperación de calor residual tendrá una inmensa importancia para el bienestar social, económico y ambiental de todo país y se espera que, con este proyecto, se haya contribuido de alguna manera en el camino hacia ese futuro más sostenible.

Capítulo 6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] NREL, Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations, Colorado: <https://www.nrel.gov/docs/fy04osti/34783.pdf>, 2013.
- [2] 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 Desing*, vol. 89, nº 9-10, pp. 1905-1908, October 2014.
- [3] ArcelorMittal, «Pipe Schedules (according to ASME/ANSI B36.10M)».
- [4] E. I. A. (EIA), «International Energy Outlook,» 2017. [En línea]. Available: <https://www.eia.gov/outlooks/ieo/>.
- [5] D. Webber, *Energy 101: Energy Technology and Policy*, Austin, 2014-2017.
- [6] E. T. G. José María Egea Krauel, «Perspectivas para el gas natural en Europa. Relevancia del sistema gasista español para la Unión de la Energía,» de *Cuadernos de Energía*, Gas Natural Fenosa, 2016, pp. 36-38.
- [7] I. E. Agency, «Key world energy statistics,» Chirat, France, 2017.
- [8] T. E. Comission, «EU Energy Markets in 2014,» de *Commission Staff Working Documents*, Luxembourg, Publications Office of the European Union, 2014.
- [9] S. W. G. Musgrove, «Introduction and Background,» *Fundamentals and Applications of sCO₂ Based Power Cycles*., vol. 1, pp. 1-22, January 2017..

- [10] I. Inda, «El impacto de la eficiencia energética en la industria,» *energetica21*, vol. Eficiencia energética en el sector industrial, nº 157, 2016.
- [11] IDAE, «Consumos del Sector Residencial en España. Resumen de Información Básica,» 2016. [En línea]. Available: http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Documentacion_Basica_Residencial_Unido_c93da537.pdf.
- [12] L. F. C. a. S. Brückner, «Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies,» *Applied Energy*, vol. 151, pp. 157-167, August 2015.
- [13] A. R. M. Poerner, «Waste heat recovery,» *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*, vol. 10, pp. 255-267, 2017.
- [14] W. T. C. I. Johnson, «Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry,» de *Industrial Technologies Program*, Department of Energy, 2008, pp. 1-10.
- [15] N. K. S. A. Hussam Jouhara, «Waste heat recovery technologies and applications,» de *Thermal Science and Engineering Progress*, London, Elsevier, 2018, pp. 269-289.
- [16] «Indiamart,» [En línea]. Available: <https://www.indiamart.com/proddetail/finned-tube-heat-exchangers-11668254791.html>. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [17] «Hotwork. Combustion Technology,» [En línea]. Available: <http://hotworkct.com/es/quemador-recuperativo-hotwork-hrb-2/>. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [18] S. ARA Transferencia Térmica, «INTERCAMBIADORES DE CALOR,» ARA, [En línea]. Available: <https://www.aratt.es/IntercambiadoresCalor.php#>.

- [19] «FlaktGroup. Excellence in solutions,» [En línea]. Available: <https://www.flaktgroup.com/en/products/air-treatment/energy-recovery/ecorot-rotation-heat-exchanger/>. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [20] I. P. S. Remón, Análisis de sistemas de conversión de potencia en reactores nucleares de fusión con envolturas regeneradores de doble refrigerante, Madrid: Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI), 2014.
- [21] «Amordad Group,» [En línea]. Available: amordadsolar.com/tubos-de-vacío. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [22] L. C. S. R. I. Costiuc, «Waste heat recovery using direct thermodynamic cycle,» *Engineering Sciences*, vol. 8, nº 2, 2015.
- [23] «Sebigas. UAC,» [En línea]. Available: www.sebigasuac.co.th/index.php/en/technology/orc-exergy. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [24] S. B. Md.A.A. Mamun, «Waste heat recovery system by using an organic rankine cycle (ORC),» *International Journal of Scientific & Engineering Research*, vol. 3, nº 10, October 2012.
- [25] M. E. M. A. A. P. A. H. M. B. N. M. M.R. Stefanou, «Performance evaluation of an ORC unt integrated to a waste heat recovery system in a steel mill,» IV International Seminar on ORC Power Systems, Milano, 2017.
- [26] I. S.Douvartzides, «Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant, IOP,» *Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 161, nº 1, 2016.
- [27] Victoria, «Vilssa,» 25 Marzo 2013. [En línea]. Available: <http://vilssa.com/que-es-una-bomba-de-calor>. [Último acceso: 24 Junio 2018].

- [28] M. A. Olivares-Robles, «Análisis del Calor de Thomson en un Sistema Termoeléctrico Unidimensional de Dos Etapas,» *Pistas Educativas*, nº 108, Octubre Octubre 2014.
- [29] J. Bowden, «Transform Brought to you by GE Power,» 2018. [En línea]. Available: <https://www.ge.com/power/transform/article.transform.articles.2018.jan.evolution-of-combined-cycle-pe>.
- [30] SIEMENS, *Siemens gas turbine portfolio*.
- [31] M. D. P. H. V. Dostal, «A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors,» Advanced Nuclear Power Technology Program, March 2014.
- [32] S. J. B. Y. H. J. H. J. Y. Y. H. J. J. I. L. Won Woong Lee, «Improving power and desalination capabilities of a large nuclear power plant with supercritical CO2 power technology,» *Desalination*, vol. 409, pp. 136-145, May 2017.
- [33] A. C. B. Y. M. V. M.-P. L. B. José Ignacio Linares, «Supercritical CO2 Brayton power cycles for DEMO (demonstration power plant) fusion reactor based on dual coolant lithium lead blanket,» *Energy*, vol. 98, pp. 271-283, March 2016.
- [34] A. C. E. A. B. Y. M. V. M.-P. L. B. José Ignacio Linares, «Recuperated versus single-recuperator re-compressed supercritical CO2 Brayton power cycles for DEMO fusion reactor based on dual coolant lithium lead blanket,» *Energy*, vol. 140, nº 1, pp. 307-317, December 2017.
- [35] E. Feher, «The supercritical thermodynamic power cycle, Energy Conversion 8,» *Fergamon Press*, vol. 8, pp. 85-90, 1968.
- [36] M. W. G. Z. Jarosław Milewski*, «Variant analysis of the structures and parameters of closed gas turbine systems with supercritical CO2,» *Applied Mechanics and Materials*, vol. 437, pp. 306-312, 2013.

- [37] M. Driscoll, «Supercritical co2 plant cost assessment,» *Interim Topical Report*, n° MIT-GFR-019, September 2004.
- [38] P. L. A. J. P. P. Y. Chen, «A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 17-18, pp. 2142-2147, December 2006.
- [39] D. Y. G. H. C. E. S. S. K. A. S. R. Vidhi, «Study of supercritical carbon dioxide power cycle for low grade heat conversion,» vol. 42, n° 44, 2011.
- [40] Z. S. Y. D. S. M. J. Wang, «Parametric optimization design for supercritical CO2 power cycle using genetic algorithm and artificial neural network,» *Applied Energy*, vol. 87, n° 4, pp. 1317-1324, April 2010.
- [41] V. D. M. Kulhanek, «Thermodynamic analysis and comparison of supercritical carbon dioxide cycles,» de *Supercritical CO2 Power Cycle Symposium*, 2011.
- [42] C. T. Neises, «A Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle Configurations with an Emphasis on CSP Applications,» *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1187-1196, 2014.
- [43] M. B. O. R. L. Moroz, «Study of a supercritical co2 power cycle application in a cogeneration power plant,» de *Supercritical CO2 Power Cycle Symposium*, Pittsburg, Pennsylvania USA, September 9-10, 2014.
- [44] J. J. S. A. Moisseytsev, «Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor,» *Nuclear Engineering and Design*, vol. 239, n° Issue 7, pp. 1362-1371, July 2009.
- [45] M. M. E. Harvego, «Optimization and comparison of direct and indirect supercritical carbon dioxide power plant cycles for nuclear applications,» *Energy Systems Analysis*,

-
- Thermodynamics and Sustainability; Combustion Science and Engineering*, vol. 4, n° No. IMECE2011-63073, pp. 75-81, November 11–17, 2011.
- [46] Y. C. S. T. R. B. W. S. R. V. Padilla, «Exergetic analysis of supercritical {CO₂} brayton cycles integrated with solar central receivers,» *Applied Energy*, vol. 148, pp. 348-365, June 2015.
- [47] J. M. M. d. Escalona, «The potential of the supercritical carbon dioxide cycle in high temperature fuel cell hybrid systems,» *Journal of Power Sources*, vol. 196, n° 9, pp. 4347-4354, May 2011.
- [48] Y. L. Moullec, «Conception of a pulverized coal fired power plant with carbon capture around a supercritical carbon dioxide brayton cycle,» *Energy Procedia*, vol. 37, pp. 1180-1186, 2013.
- [49] K. B. L. C. A. McClung, «Technical and economic evaluation of supercritical oxycombustion for power generation,» de *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*, 2014.
- [50] W. e. al., «Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle,» SANDIA REPORT, SAND2010-0171, <http://prod.sandia.gov/techlib/access-control.cgi/2010/100171.pdf>, 2010.
- [51] N. e. al., «Achievable efficiency and stability of Supercritical CO₂ compression systems,» de *2014 Supercritical CO₂ Power Cycle*, Pittsburg, USA, September 9-20,2014.
- [52] F. e. al., «Scaling considerations for a multi-megawatt class supercritical CO₂ Brayton Cycle and path forward for commercialization,» *Turbomachinery; Supercritical CO₂ Power Cycles*, vol. 5, pp. 953-960, June 11–15, 2012.

- [53] R. L. Pierres, «Diffusion Bonded Compact Heat Exchangers-Compact Reactors,» de *The 4th International Symposium for Supercritical CO2 Power Cycles*, Pittsburgh, PA, 2014.
- [54] R. d. I. T. Valdés y J. L. F. Lacouture, «Modelo computacional y metodología de optimización del funcionamiento de un intercambiador de calor de diseño compacto empleado como IHX en HTGR,» Universidad Nacional Autónoma de México, Coyoacán, 2017.
- [55] T. J. Held, «Initial test results of a megawatt-class supercritical CO2 heat engine,» de *International Symposium-Supercritical CO2 Power Cycles*, Pittsburgh, USA, September 9-10, 2014.
- [56] E. F. D. A. (EFDA), «Annex III. Sizing of a PCHE as primary heat exchanger (helium/salt) for HCPB,» 2014.
- [57] Norsok, «Norsok standard P-001, Process design, Edition 5,» [En línea]. Available: <http://www.standard.no/en/sectors/energi-og-klima/Petroleum/NORSOK-Standard-Categories/P-Process/P-0012/>.
- [58] ASME, Case of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, BPV-Supp, American Society of Mechanical Engineers, 2011.
- [59] ASME, ASME B31.1-2007. Power piping.
- [60] ASME, ASME B36.10M-2004. Welded and seamless wrought steel pipe.
- [61] EFDA, «Annex I. Investment Estimation,» 2014.
- [62] B. M. S. J.I. Linares Hurtado, «Capítulo 1. Viabilidad Económica,» de *Ingeniería Energética*, Apuntes ICAI.

- [63] E. y. T. Ministerio de Industria, «Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios de España,» 2016.
- [64] EFDA, «Annex III. Sizing of a PCHE as primary heat exchanger (helium/salt) for HCPB,» 2014.
- [65] J. T. B. B. P.S. Weitzel, «Advanced Ultra-Supercritical Power Plant (700 to 760°C) Design for Indian Coal,» Power Generation Group, Inc, Bangkok, Thailand, 2012.
- [66] N. A. B. M. Redzuan, «Synthesis of molten salt as heat transfer fluid for waste heat recovery application,» *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 11, nº 10, pp. 6589-6593, 2016.
- [67] Iberdrola, «Cuadernos de Derecho para Ingenieros,» [En línea]. Available: cuadernosdederechoparaingenieros.com/ciclos-combinados/. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [68] «Wikipedia,» [En línea]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_recovery_steam_generator. [Último acceso: 22 Junio 2018].
- [69] T. M. C. J. J. P. A. M. K. B. D. Iverson, «Supercritical co₂ brayton cycles for solar-thermal energy,» *Applied Energy*, vol. 111, pp. 957-970, November 2013.
- [70] J. L. L. H. B. M. G. Pérez-Pichel, «Thermal analysis of supercritical CO₂ power cycles: Assessment of their suitability to the forthcoming sodium fast reactors,» *Nuclear Engineering and Design*, vol. 250, pp. 23-34, September 2012.
- [71] R. H. C. M. V. Cheang, «Benchmarking supercritical carbon dioxide cycles against steam rankine cycles for concentrated solar power,» *Solar Energy* 113, [En línea]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X14006070>.

- [72] C. K. D. F. Y. Kim, «Transcritical or supercritical {CO₂} cycles using both low- and high-temperature heat sources,» *Energy*, vol. 43, n° 1, pp. 402-415, July 2012.

ANEXO 1. CÓDIGOS EN EES

Índice del Anexo 1

Anexo 1. Códigos en EES	173
1. Brayton Regenerativo. Microturbina (μTG)	177
2. Brayton Básico. Microturbina (μTG)	180
3. SCO_2 Regenerativo. Brayton Básico (μTG)	182
4. SCO_2 Recompresión. Brayton Básico (μT)	184
5. SCO_2 Calentamiento Parcial. Brayton Regenerativo (μT)	187
6. SCO_2 Calentamiento Parcial. Brayton Básico (μT)	191
7. SCO_2 Cascada 1 REC. Brayton Básico (μT)	195
8. SCO_2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (μT)	199
9. Turbina de Gas Industrial (ST)	203
10. SCO_2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (ST)	205
11. Turbina de central de Ciclo Combinado (CCT)	210
12. SCO_2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (CCT)	212
13. Intercambiador Gases- CO_2	216
14. Intercambiador HTR	223
15. Intercambiador LTR	230
16. Intercambiador PC	237
17. sCO_2 Cascada 2 REC. Brayton Básico (ST). (estudio Δp)	244

1. BRAYTON REGENERATIVO. MICROTURBINA (μ TG)

\$UnitSystem SI bar C mole kJ

"DATOS"

eta_T = 0,8521
T[6]=650
T[4] = 950
PP = 73

eta_C = eta_T*0,95
eta_Trans = 0,9

T[1] = 15
p[1]= 1

p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)
DELTAp_reg = 5/100
DELTAp_cc = 3/100
p[4]=p[3]*(1-DELTAp_cc)

PP=T[5]-T[3]
p[6]=p[5]*(1-DELTAp_cc)
p[6] = 1

n_dot_a = n_dot_f * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

"COMBUSTIÓN COMPLETA"

"CH₄ + a*(1+lambda)*(O₂ + 3,76*N₂) --> b*CO₂ + c*H₂O + d*(1+lambda)*N₂ + a*lambda*O₂"

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

"PODER CALORÍFICO INFERIOR"

h_bar_comb = b*enthalpy(CO₂;T=25) + c*enthalpy(H₂O;T=25) - enthalpy(CH₄;T=25)

PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/(1*12 + 4)

"COMPRESOR"

entropy(O₂;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N₂;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O₂;T=T_s[2];P=p[2]) +
3,76*entropy(N₂;T=T_s[2];P=p[2])
eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C

DELTAh_s_C = a*(1+lambda)*(enthalpy(O₂;T=T_s[2]) + 3,76*enthalpy(N₂;T=T_s[2])) -
a*(1+lambda)*(enthalpy(O₂;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(N₂;T=T[1]))

$$\text{DELTAh}_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[2])) - a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[1]))$$

$$W_C_{\text{dot}} = n_{\text{dot}_f}*\text{DELTAh}_C$$

"BALANCE ENERGÉTICO EN CÁMARA COMBUSTIÓN"

$$\text{enthalpy}(\text{CH}_4;T=T[1]) + a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[3]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[3])) = b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[4])$$

$$Q_{\text{dot}_{\text{comb}}} = \text{PCI}_{\text{bar}} * n_{\text{dot}_f}$$

"TURBINA"

$$b*\text{entropy}(\text{CO}_2;T=T[4];P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O};T=T[4];P=p[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2;T=T[4];P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2;T=T[4];P=p[4]) = b*\text{entropy}(\text{CO}_2;T=T_s[5];P=p[5]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O};T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2;T=T_s[5];P=p[5]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2;T=T_s[5];P=p[5])$$

$$\text{eta}_T = \text{DELTAh}_T/\text{DELTAh}_{s_T}$$

$$\text{DELTAh}_{s_T} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T_s[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T_s[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T_s[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T_s[5]))$$

$$\text{DELTAh}_T = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[5]))$$

$$W_T_{\text{dot}} = n_{\text{dot}_f}*\text{DELTAh}_T$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_{\text{dot}} = \text{eta}_{\text{Trans}}*(W_T_{\text{dot}} - W_C_{\text{dot}})$$

$$W_{\text{dot}} = 100$$

$$\text{eta}_E = W_{\text{dot}}/Q_{\text{dot}_{\text{comb}}}$$

$$\text{eta}_{\text{EHHV}} = \text{eta}_E/1,11$$

$$w_{\text{esp}} = W_{\text{dot}}/(m_{\text{dot}_a}/0,454)$$

"T-Q regenerador (lado caliente)"

$$Q_{\text{dot}_{\text{REG}_{\text{hot}}}} = n_{\text{dot}_f}*((b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[5])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[6]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[6]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[6]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[6])))$$

$$Q_{\text{dot}_{\text{REG}_{\text{cold}}}} = n_{\text{dot}_f}*(a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[3]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[3])) - a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[2])))$$

$$Q_{\text{dot}_{\text{REG}_{\text{hot}}}} = Q_{\text{dot}_{\text{REG}_{\text{cold}}}}$$

$$C_p56 = ((b*\text{enthalpy}(\text{CO2};T=T[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O};T=T[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2};T=T[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2};T=T[5])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2};T=T[6]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O};T=T[6]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2};T=T[6]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2};T=T[6]))/(T[5]-T[6])$$

$$C_p23 = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2};T=T[3]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2};T=T[3])) - (a*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{O2};T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2};T=T[2]))/(T[3]-T[2])$$

$$\text{epsilon} = (T[5]-T[6])/(T[5]-T[2])$$

$$PP_62 = T[6]-T[2]$$

2. BRAYTON BÁSICO. MICROTURBINA (μ TG)

```
$UnitSystem SI bar C mole kJ
```

```
"DATOS"
```

```
{
eta_T = 0,8411
T[3] = 850
p[2]=2,739
}
```

```
T[1] = 15
```

```
p[1]= 1
p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)
p[4] = 1
DELTAp_cc = 3/100
```

```
eta_C = eta_T*0,95
eta_Trans = 0,9
```

```
n_dot_a = n_dot_f * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76
```

```
"ECUACIÓN"
```

```
"CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2"
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d
```

```
"PODER CALORÍFICO INFERIOR"
```

```
h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
```

```
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/(1*12 + 4)
```

```
"COMPRESOR"
```

```
entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) +
3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])
```

```
eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
```

```
DELTAh_s_C = a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T_s[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T_s[2])) -
a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[1]))
```

$$\text{DELTAh}_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[2])) - a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[1]))$$

$$W_C_{\text{dot}} = n_{\text{dot}_f}*\text{DELTAh}_C$$

"BALANCE ENERGÉTICO EN CÁMARA COMBUSTIÓN"

$$\text{enthalpy}(\text{CH}_4;T=T[1]) + a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[2])) = b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[3])$$

$$Q_{\text{dot}_{\text{comb}}} = \text{PCI}_{\text{bar}} * n_{\text{dot}_f}$$

"TURBINA"

$$b*\text{entropy}(\text{CO}_2;T=T[3];P=p[3]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O};T=T[3];P=p[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2;T=T[3];P=p[3]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2;T=T[3];P=p[3]) = b*\text{entropy}(\text{CO}_2;T=T_s[4];P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O};T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2;T=T_s[4];P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2;T=T_s[4];P=p[4])$$

$$\text{eta}_T = \text{DELTAh}_T/\text{DELTAh}_{s_T}$$

$$\text{DELTAh}_{s_T} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T_s[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T_s[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T_s[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T_s[4]))$$

$$\text{DELTAh}_T = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2;T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O};T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2;T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2;T=T[4]))$$

$$W_T_{\text{dot}} = n_{\text{dot}_f}*\text{DELTAh}_T$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_{\text{dot}} = \text{eta}_{\text{Trans}}*(W_T_{\text{dot}} - W_C_{\text{dot}})$$

$$W_{\text{dot}} = 100$$

$$\text{eta}_E = W_{\text{dot}}/Q_{\text{dot}_{\text{comb}}}$$

$$\text{eta}_{\text{EHHV}} = \text{eta}_E/1,11$$

$$w_{\text{esp}} = W_{\text{dot}}/(m_{\text{dot}_a}/0,454)$$

3. SCO₂ REGENERATIVO. BRAYTON BÁSICO (μTG)

\$UnitSystem SI bar C kJ mass

Function h_gases(lambda;T_gas)

b = 1

c = 2

a = (2*b + c)/2

d = 2*3,76*a/2

h_gases = b*enthalpy(CO₂;T=T_gas)*molarmass(cO₂) +
 c*enthalpy(H₂O;T=T_gas)*molarmass(H₂O) +
 d*(1+lambda)*enthalpy(N₂;T=T_gas)*molarmass(N₂) +
 a*lambda*enthalpy(O₂;T=T_gas)*molarmass(O₂)

End

"DATOS"

f\$= 'CARBONDIOXIDE'

eta_T=0,85

eta_C=0,80

eta_Trans = 0,9

PP_rec=15

PP_hx=10

T[1] = T_in_gas-PP_hx

T[4]=35

DELTA_p =

0,4

p[3]=p[2]-DELTA_p

p[4]=p[3]-DELTA_p

p[6]=p[5]-DELTA_p

p[4]=85

p[1]=200

p[1] = p[6] - DELTA_p

PP_rec=T[3]-T[5]

"CALOR RESIDUAL"

"CH₄ + a*(1+lambda)*(O₂ + 3,76*N₂) --> b*CO₂ + c*H₂O + d*(1+lambda)*N₂ + a*lambda*O₂"

lambda=2,233

n_dot_gas=0,0006641

T_in_gas=650

T_out_gas= T[6]+PP_hx

h_gases_in = **h_gases**(lambda;T_in_gas)

h_gases_out = **h_gases**(lambda;T_out_gas)

"TURBINA"

$$\text{eta}_T = \text{DELTA}h_T / \text{DELTA}h_{s_T}$$

$$h_{s[2]} = \text{enthalpy}(f\$; s=s[1]; P=p[2])$$

$$\text{DELTA}h_{s_T} = h[1] - h_{s[2]}$$

$$\text{DELTA}h_T = h[1] - h[2]$$

$$W_{T_dot} = m_{dot} * \text{DELTA}h_T$$

"RECUPERADOR DE CALOR"

$$h[2] + h[5] = h[3] + h[6]$$

$$Q_{dot_rec} = m_{dot} * (h[2] - h[3])$$

"PRECOOLER"

$$Q_{dot_pc} = m_{dot} * (h[3] - h[4])$$

"COMPRESOR"

$$\text{eta}_C * \text{DELTA}h_C = \text{DELTA}h_{s_C}$$

$$h_{s[5]} = \text{enthalpy}(f\$; s=s[4]; P=p[5])$$

$$\text{DELTA}h_C = h[5] - h[4]$$

$$\text{DELTA}h_{s_C} = h_{s[5]} - h[4]$$

$$W_{C_dot} = m_{dot} * \text{DELTA}h_C$$

"SOURCE HX"

$$Q_{dot_FC} = n_{dot_gas} * (h_{gases_in} - h_{gases_out})$$

$$q_{inter} = h[1] - h[6]$$

$$Q_{dot_FC} = m_{dot} * q_{inter}$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_{dot} = \text{eta}_{Trans} * (W_{T_dot} - W_{C_dot})$$

$$\text{eta}_E = W_{dot} / (m_{dot} * q_{inter})$$

$$h_{gases_min} = \mathbf{h_gases}(\text{lambda}; 15)$$

$$Q_{dot_FCmax} = n_{dot_gas} * (h_{gases_in} - h_{gases_min})$$

$$\text{eta}_{CR} = Q_{dot_FC} / Q_{dot_FCmax}$$

$$\text{eta}_{SCO2gases} = \text{eta}_E * \text{eta}_{CR}$$

$$\text{eta}_{CC} = (100 + W_{dot}) / 533$$

{-----}

Duplicate i=1;6

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

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

End

4. SCO₂ RECOMPRESIÓN. BRAYTON BÁSICO (μ T)

\$UnitSystem SI bar C kJ mass

Function h_gases(lambda;T_gas)

b = 1

c = 2

a = (2*b + c)/2

d = 2*3,76*a/2

h_gases = b*enthalpy(CO₂;T=T_gas)*molarmass(cO₂) +
 c*enthalpy(H₂O;T=T_gas)*molarmass(H₂O) +
 d*(1+lambda)*enthalpy(N₂;T=T_gas)*molarmass(N₂) +
 a*lambda*enthalpy(O₂;T=T_gas)*molarmass(O₂)

End

"DATOS"

f\$= 'CARBONDIOXIDE'

eta_T=0,85

eta_C=0,80

eta_Trans = 0,9

PP_ltr=5

PP_htr = 5

PP_hx=5

T[1] = T_in_gas-PP_hx

T[7]=35

T[5]=T[6]

T[4] = T[5]

DELTA_p = 0,4

p[1]=200

p[3]=p[2]-DELTA_p

p[4]=p[3]-DELTA_p

p[4]=p[5]

p[5]=p[6]

p[7]=85

p[7]=p[5]-DELTA_p

p[9]=p[10]

p[10]=p[11]

p[10]=p[8]-DELTA_p

p[12]=p[11]-DELTA_p

p[1] = p[12] - DELTA_p

PP_htr = T[3] - T[11]

PP_ltr=T[4]-T[8]

PP_ltr=T[3]-T[10]

"CALOR RESIDUAL"

"CH₄ + a*(1+lambda)*(O₂ + 3,76*N₂) --> b*CO₂ + c*H₂O + d*(1+lambda)*N₂ + a*lambda*O₂"

lambda= 2,233

n_dot_gas= 0,0006641

T_in_gas=650

T_out_gas= T[12]+PP_hx

h_gases_in = **h_gases**(lambda;T_in_gas)

h_gases_out = **h_gases**(lambda;T_out_gas)

"TURBINA"

eta_T = DELTAh_T/DELTAh_s_T

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

DELTAh_s_T= h[1]-h_s[2]

DELTAh_T= h[1]-h[2]

W_T_dot = m_dot*DELTAh_T

"HTR"

h[2]+h[11] =h[3]+h[12]

Q_dot_HTR = m_dot* (h[2]-h[3])

"LTR"

h[3]+alpha*h[8] = h[4]+alpha*h[10]

Q_dot_LTR = m_dot* (h[3]-h[4])

"PRECOOLER"

Q_dot_pc= m_dot*alpha* (h[5]-h[7])

"COMPRESOR 1"

eta_C * DELTAh_C1 = DELTAh_s_C1

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

DELTAh_C1= h[8]-h[7]

DELTAh_s_C1= h_s[8]-h[7]

W_C1_dot = m_dot*alpha*DELTAh_C1

"COMPRESOR 2"

eta_C * DELTAh_C2 = DELTAh_s_C2

h_s[9]=enthalpy (f\$; **s**=s[6]; **P**=p[9])

DELTAh_C2= h[9]-h[6]

DELTAh_s_C2= h_s[9]-h[6]

W_C2_dot = m_dot*(1-alpha)*DELTAh_C2

"MEZCLA "

$$(1-\alpha)*h[9]+\alpha*h[10]=h[11]$$

"SOURCE HX"

$$Q_dot_FC = n_dot_gas*(h_gases_in-h_gases_out)$$

$$q_inter=h[1]-h[12]$$

$$Q_dot_FC=m_dot*q_inter$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_dot = \eta_{Trans} * (W_T_dot - W_C1_dot - W_C2_dot)$$

$$\eta_E = W_dot / (m_dot * q_inter)$$

$$h_gases_min = h_gases(\lambda; 15)$$

$$Q_dot_FCmax = n_dot_gas * (h_gases_in - h_gases_min)$$

$$\eta_{CRC} = Q_dot_FC / Q_dot_FCmax$$

$$\eta_{SCO2gases} = \eta_E * \eta_{CRC}$$

$$\eta_{CC} = (100 + W_dot) / 533$$

{-----}

Duplicate i=1;12

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

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

End

5. SCO₂ CALENTAMIENTO PARCIAL. BRAYTON REGENERATIVO (μ T)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
  h_gases = (b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
subprogram
TGreg(r_c;eta_TG;T_IT;PP_reg;DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[6];Q_dot_C
G)

"DATOS"
eta_C = eta_TG*0,95
eta_Trans = 0,9

T[1] = 15
p[1]= 1
p[6] = p[1] + 2*DELTAp_HX

p[2] = p[1]*r_c
T[4] = T_IT
PP = PP_reg

DELTAp_cc = 3/100
DELTAp_reg = 5/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
Combustión completa
CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

```

$$\text{enthalpy}(\text{CH}_4; T=T[1]) + a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[3]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[3])) =$$

$$b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[4]) +$$

$$a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[4])$$

$$p[4]=p[3]*(1-\text{DELTA}p_{cc})$$

$$Q_{dot_CG} = n_{dot_CH4}*PCI_{bar}$$
"COMPRESOR"

$$\text{entropy}(\text{O}_2; T=T[1]; P=p[1]) + 3,76*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T[1]; P=p[1]) = \text{entropy}(\text{O}_2; T=T_s[2]; P=p[2]) +$$

$$3,76*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T_s[2]; P=p[2])$$

$$\text{eta}_C * \text{DELTA}h_C = \text{DELTA}h_{s_C}$$

$$\text{DELTA}h_{s_C} = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_s[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_s[2])) -$$

$$a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[1]))$$

$$\text{DELTA}h_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[2])) -$$

$$a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[1]))$$

$$W_{dot_C} = n_{dot_CH4}*\text{DELTA}h_C$$
"TURBINA"

$$b*\text{entropy}(\text{CO}_2; T=T[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]; P=p[4]) +$$

$$d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2; T=T[4]; P=p[4]) =$$

$$b*\text{entropy}(\text{CO}_2; T=T_s[5]; P=p[5]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_s[5]; P=p[5]) +$$

$$d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T_s[5]; P=p[5]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2; T=T_s[5]; P=p[5])$$

$$\text{eta}_{TG} = \text{DELTA}h_T/\text{DELTA}h_{s_T}$$

$$\text{DELTA}h_{s_T} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]) +$$

$$d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T_s[5])$$

$$+ c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_s[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_s[5]) +$$

$$a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_s[5]))$$

$$\text{DELTA}h_T = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]) +$$

$$d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[5]) +$$

$$c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[5]))$$

$$W_{dot_T} = n_{dot_CH4}*\text{DELTA}h_T$$
"REGENERADOR"

$$Q_{dot_REG} = n_{dot_CH4}*((b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[5]) +$$

$$d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[5])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[6]) +$$

$$c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[6]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[6]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[6])))$$

$$Q_{dot_REG} = n_{dot_CH4}*(a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[3]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[3])) -$$

$$a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[2])))$$

$$PP=T[5]-T[3]$$

$$p[3]=p[2]*(1-\text{DELTA}p_{reg})$$

$$p[6]=p[5]*(1-\text{DELTA}p_{reg})$$
"POTENCIA SALIDA"

$$W_{dot_CG} = \text{eta}_{Trans}*(W_{dot_T} - W_{dot_C})$$

$$\{ W_{dot_CG} = 100 \} n_{dot_CH4} = 0,0006641$$

$$\text{eta}_{CG} = W_{dot_CG}/Q_{dot_CG}$$

End

```
{*****}
```

```

{*****}
{          CICLO DE CO2          }
{*****}

```

"DATOS TURBINA DE GAS"

```

r_c = 4,2
eta_TG = 0,85
T_IT = 950
PP_reg = 80
DELTAp_HX = 0,1

```

"DATOS CICLO CO2"

```

f$= 'CARBONDIOXIDE'
eta_T=0,85
eta_C=0,80
eta_Trans = 0,9
PP_rec=10
PP_hx1=10
PP_hx2=10
DELTAp = 0,4
"p[11]=200"
p[14]=85
T[14]=35

```

"PROPIEDADES CO2"

```

Duplicate i=11;18
  h[i] = enthalpy(f$;P=p[i];T=T[i])
  s[i] = entropy(f$;P=p[i];T=T[i])
End

```

"TURBINA DE GAS"

```

call
TGreg(r_c;eta_TG;T_IT;PP_reg;DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[6];Q_dot_C
G)

```

"TURBINA CO2"

```

eta_T = DELTAh_T/DELTAh_s_T
h_s[12] = enthalpy (f$;s=s[11];P=p[12])
DELTAh_s_T= h[11]-h_s[12]
DELTAh_T= h[11]-h[12]
W_T_dot = n_dot_CO2*DELTAh_T

```

"COMPRESOR CO2"

```

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
h_s[15]=enthalpy (f$;s=s[14];P=p[15])
DELTAh_C= h[15]-h[14]
DELTAh_s_C= h_s[15]-h[14]
W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

```

"RECUPERADOR CO2"

```

h[12]+alpha*h[15] = h[13]+alpha*h[16]
Q_dot_rec = n_dot_CO2*(h[12]-h[13])
PP_rec=T[13]-T[15]
PP_rec=T[12]-T[16]
p[13]=p[12]-DELTAp

```

$$p[16]=p[15]-\text{DELTA}p$$

"RECUPERADOR GASES ESCAPE ALTA TEMPERATURA"

$$\begin{aligned} Q_{\text{dot_HX1}} &= n_{\text{dot_CH4}}*(h[6]-h[7]) \\ Q_{\text{dot_HX1}} &= n_{\text{dot_CO2}}*(h[11]-h[18]) \\ T[11] &= T[6] - PP_{\text{hx1}} \\ T[18] &= T[7] - PP_{\text{hx1}} \\ h[6] &= h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;T[6]) \\ h[7] &= h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;T[7]) \\ p[11] &= p[18] - \text{DELTA}p \end{aligned}$$

"RECUPERADOR GASES ESCAPE BAJA TEMPERATURA"

$$\begin{aligned} Q_{\text{dot_HX2}} &= n_{\text{dot_CH4}}*(h[7]-h[8]) \\ Q_{\text{dot_HX2}} &= n_{\text{dot_CO2}}*(1-\alpha)*(h[17]-h[15]) \\ T[17] &= T[7] - PP_{\text{hx2}} \\ h[8] &= h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;T[8]) \\ p[17] &= p[15]-\text{DELTA}p \end{aligned}$$

"MEZCLADOR"

$$\begin{aligned} (1-\alpha)*h[17]+\alpha*h[16] &= h[18] \\ p[18] &= p[16] \end{aligned}$$

"PRECOOLER"

$$\begin{aligned} Q_{\text{dot_PC}} &= n_{\text{dot_CO2}}*(h[13]-h[14]) \\ p[14] &= p[13]-\text{DELTA}p \end{aligned}$$

"POTENCIA SALIDA"

$$\begin{aligned} W_{\text{dot_CO2}} &= \eta_{\text{Trans}}*(W_{\text{T_dot}} - W_{\text{C_dot}}) \\ \eta_{\text{SCO2}} &= W_{\text{dot_CO2}}/(Q_{\text{dot_HX1}}+Q_{\text{dot_HX2}}) \\ h_{\text{gases_min}} &= h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;15) \\ Q_{\text{dot_HXmax}} &= n_{\text{dot_CH4}}*(h[6]-h_{\text{gases_min}}) \\ \eta_{\text{HX}} &= (Q_{\text{dot_HX1}}+Q_{\text{dot_HX2}})/Q_{\text{dot_HXmax}} \\ \eta_{\text{SCO2gases}} &= \eta_{\text{SCO2}}*\eta_{\text{HX}} \\ \eta_{\text{CC}} &= (W_{\text{dot_CG}}+W_{\text{dot_CO2}})/Q_{\text{dot_CG}} \end{aligned}$$

6. SCO₂ CALENTAMIENTO PARCIAL. BRAYTON BÁSICO (μ T)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
    h_gases = (b*enThalpy(cO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enThalpy(N2;T=T)
+ a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
Subprogram
tgreg(r_c;eta_TG;T_IT;DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[4];Q_dot_CG)

"DATOS"
eta_C = eta_TG*0,95
eta_Trans = 0,9

T[1] = 15
p[1]= 1
p[4] = p[1] + 2*DELTAp_HX

p[2] = p[1]*r_c
T[3] = T_IT

DELTAp_cc = 3/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
Combustión completa
CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

enthalpy(CH4;T=T[1]) + a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) =
b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])
p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)

Q_dot_CG = n_dot_CH4*PCI_bar

```

"COMPRESOR"

$\text{entropy}(\text{O2}; T=T[1]; P=p[1]) + 3,76 \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T[1]; P=p[1]) = \text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[2]; P=p[2]) + 3,76 \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[2]; P=p[2])$
 $\text{eta_C} \cdot \text{DELTAh_C} = \text{DELTAh_s_C}$
 $\text{DELTAh_s_C} = a \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[2]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[2])) - a \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$
 $\text{DELTAh_C} = a \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) - a \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$
 $W_dot_C = n_dot_CH4 \cdot \text{DELTAh_C}$

"TURBINA"

$b \cdot \text{entropy}(\text{CO2}; T=T[3]; P=p[3]) + c \cdot \text{entropy}(\text{H2O}; T=T[3]; P=p[3]) + d \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T[3]; P=p[3]) + a \cdot \text{lambda} \cdot \text{entropy}(\text{O2}; T=T[3]; P=p[3]) = b \cdot \text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + c \cdot \text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[4]; P=p[4]) + d \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + a \cdot \text{lambda} \cdot \text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[4]; P=p[4])$
 $\text{eta_TG} = \text{DELTAh_T} / \text{DELTAh_s_T}$
 $\text{DELTAh_s_T} = (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a \cdot \text{lambda} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T_s[4]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T_s[4]) + d \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[4]) + a \cdot \text{lambda} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[4]))$
 $\text{DELTAh_T} = (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a \cdot \text{lambda} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d \cdot (1 + \text{lambda}) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a \cdot \text{lambda} \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4]))$
 $W_dot_T = n_dot_CH4 \cdot \text{DELTAh_T}$

"POTENCIA SALIDA"

$W_dot_CG = \text{eta_Trans} \cdot (W_dot_T - W_dot_C)$
 $W_dot_CG = 100 \cdot "n_dot_CH4 = 0,0006641"$
 $\text{eta_CG} = W_dot_CG / Q_dot_CG$

End

{*****}

{*****}
 {
 CICLO DE CO2
 }
 {*****}

"DATOS TURBINA DE GAS"

$r_c = 4,2$
 $\text{eta_TG} = 0,852$
 $T_IT = 950$
"PP_reg = 80"
 $\text{DELTAp_HX} = 0,1$

"DATOS CICLO CO2"

$f\$ = \text{'CARBONDIOXIDE'}$
 $\text{eta_T} = 0,85$
 $\text{eta_C} = 0,80$
 $\text{eta_Trans} = 0,9$
 $\text{PP_rec} = 10$
 $\text{PP_hx1} = 10$
 $\text{PP_hx2} = 10$
 $\text{DELTAp} = 0,4$

p[11]=200
 p[14]=85
 T[14]=35

"PROPIEDADES CO2"

Duplicate i=11;18
 h[i] = **enthalpy**(f\$;P=p[i];T=T[i])
 s[i] = **entropy**(f\$;P=p[i];T=T[i])
End

"TURBINA DE GAS"

Call **tgreg**(r_c;eta_TG;T_IT;DELTAp_HX:a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[4];Q_dot_CG)

"TURBINA CO2"

eta_T = DELTAh_T/DELTAh_s_T
 h_s[12] = **enthalpy** (f\$;s=s[11];P=p[12])
 DELTAh_s_T= h[11]-h_s[12]
 DELTAh_T= h[11]-h[12]
 W_T_dot = n_dot_CO2*DELTAh_T

"COMPRESOR CO2"

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
 h_s[15]=**enthalpy** (f\$;s=s[14];P=p[15])
 DELTAh_C= h[15]-h[14]
 DELTAh_s_C= h_s[15]-h[14]
 W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

"RECUPERADOR CO2"

h[12]+alpha*h[15] = h[13]+alpha*h[16]
 Q_dot_rec = n_dot_CO2*(h[12]-h[13])
 PP_rec=T[13]-T[15]
 PP_rec=T[12]-T[16]
 p[13]=p[12]-DELTAp
 p[16]=p[15]-DELTAp

"RECUPERADOR GASES ESCAPE ALTA TEMPERATURA"

Q_dot_HX1 = n_dot_CH4*(h[4]-h[5])
 Q_dot_HX1=n_dot_CO2*(h[11]-h[18])
 T[11] = T[4] - PP_hx1
 T[18] = T[5] - PP_hx1
 h[4] = **h_gases**(a;b;c;d;lambda;T[4])
 h[5] = **h_gases**(a;b;c;d;lambda;T[5])
 p[11] = p[18] - DELTAp

"RECUPERADOR GASES ESCAPE BAJA TEMPERATURA"

Q_dot_HX2 = n_dot_CH4*(h[5]-h[6])
 Q_dot_HX2=n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[17]-h[15])
 T[17] = T[5] - PP_hx2
 h[6] = **h_gases**(a;b;c;d;lambda;T[6])
 p[17]=p[15]-DELTAp

"MEZCLADOR"

(1-alpha)*h[17]+alpha*h[16]=h[18]
 p[18]=p[16]

"PRECOOLER"

$$Q_dot_PC = n_dot_CO2 * (h[13] - h[14])$$

$$p[14] = p[13] - \Delta p$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_dot_CO2 = \eta_{Trans} * (W_T_dot - W_C_dot)$$

$$\eta_{SCO2} = W_dot_CO2 / (Q_dot_HX1 + Q_dot_HX2)$$

$$h_gases_min = h_gases(a; b; c; d; \lambda; 15)$$

$$Q_dot_HXmax = n_dot_CH4 * (h[4] - h_gases_min)$$

$$\eta_{HX} = (Q_dot_HX1 + Q_dot_HX2) / Q_dot_HXmax$$

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

$$\eta_{CC} = (W_dot_CG + W_dot_CO2) / Q_dot_CG$$

7. SCO2 CASCADA 1 REC. BRAYTON BÁSICO (μ T)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
  h_gases = (b*enThalpy(cO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enThalpy(N2;T=T) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
Subprogram
tgreg(r_c;eta_TG;T_IT;DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[4];Q_dot_CG)

"DATOS"
eta_C = eta_TG*0,95
eta_Trans = 0,9

T[1] = 15
p[1]= 1
p[5] = p[1]
p[4] = p[5] + DELTAp_HX

p[2] = p[1]*r_c
T[3] = T_IT

DELTAp_cc = 3/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
Combustión completa
CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

enthalpy(CH4;T=T[1]) + a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) =
b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])
p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)

```

Q_dot_CG = n_dot_CH4*PCI_bar

"COMPRESOR"

entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) +
 3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])
 eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
 DELTAh_s_C = a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T_s[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T_s[2])) -
 a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[1]))
 DELTAh_C = a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) -
 a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[1]))
 W_dot_C = n_dot_CH4*DELTAh_C

"TURBINA"

b*entropy(CO2;T=T[3];P=p[3]) + c*entropy(H2O;T=T[3];P=p[3]) +
 d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(O2;T=T[3];P=p[3]) =
 b*entropy(CO2;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(H2O;T=T_s[4];P=p[4]) +
 d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])
 eta_TG = DELTAh_T/DELTAh_s_T
 DELTAh_s_T = (b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) +
 d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])) - (b*enthalpy(CO2;T=T_s[4])
 + c*enthalpy(H2O;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T_s[4]) +
 a*lambda*enthalpy(O2;T=T_s[4]))
 DELTAh_T = (b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) +
 d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[4]) +
 c*enthalpy(H2O;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[4]))
 W_dot_T = n_dot_CH4*DELTAh_T

"POTENCIA SALIDA"

W_dot_CG = eta_Trans* (W_dot_T - W_dot_C)
 {W_dot_CG = 100} n_dot_CH4 = 0,0006641
 eta_CG = W_dot_CG/Q_dot_CG

End

{*****}

{*****}
 { CICLO DE CO2 }
 {*****}

"DATOS TURBINA DE GAS"

r_c = 4,2
 eta_TG = 0,8521
 T_IT = 950
 DELTAp_HX = 0,1

"DATOS CICLO CO2"

f\$= 'CARBONDIOXIDE'
 eta_T=0,85
 eta_C=0,80
 eta_Trans = 0,9
 PP_rec=10
 PP_hx=10

```

DELTAp = 0,4
"p[11]=200"
p[15]=85
T[15]=35

```

"PROPIEDADES CO2"

```

Duplicate i=11;18
  h[i] = enthalpy(f$;P=p[i];T=T[i])
  s[i] = entropy(f$;P=p[i];T=T[i])
End

```

"TURBINA DE GAS"

```

Call tgreg(r_c;eta_TG;T_IT;DELTAp_HX:a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[4];Q_dot_CG)

```

"TURBINA MT CO2"

```

eta_T = DELTAh_MT/DELTAh_s_MT
h_s[12] = enthalpy (f$;s=s[11];P=p[12])
DELTAh_s_MT= h[11]-h_s[12]
DELTAh_MT= h[11]-h[12]
W_MT_dot = n_dot_CO2*(1-alpha)*DELTAh_MT

```

"TURBINA ST CO2"

```

eta_T = DELTAh_ST/DELTAh_s_ST
h_s[18] = enthalpy (f$;s=s[17];P=p[18])
DELTAh_s_ST= h[17]-h_s[18]
DELTAh_ST= h[17]-h[18]
W_ST_dot = n_dot_CO2*alpha*DELTAh_ST

```

"COMPRESOR CO2"

```

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
h_s[16]=enthalpy (f$;s=s[15];P=p[16])
DELTAh_C= h[16]-h[15]
DELTAh_s_C= h_s[16]-h[15]
W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

```

"RECUPERADOR CO2"

```

(1-alpha)*h[12]+alpha*h[16] = (1-alpha)*h[13]+alpha*h[17]
Q_dot_rec = n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[12]-h[13])

```

```

PP_rec=T[13]-T[16]
PP_rec=T[12]-T[17]
p[13]=p[12]-DELTAp
p[17]=p[16]-DELTAp

```

"RECUPERADOR GASES ESCAPE"

```

Q_dot_HX = n_dot_CH4*(h[4]-h[5])
Q_dot_HX=n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[11]-h[16])
T[11] = T[4] - PP_hx
T[16] = T[5] - PP_hx
h[4] = h_gases(a;b;c;d;lambda;T[4])
h[5] = h_gases(a;b;c;d;lambda;T[5])
p[11] = p[16] - DELTAp

```

"MEZCLADOR"

$(1-\alpha) \cdot h[13] + \alpha \cdot h[18] = h[14]$
 $p[14] = p[18]$
 $p[13] = p[18]$

"PRECOOLER"

$Q_{\text{dot_PC}} = n_{\text{dot_CO2}} \cdot (h[14] - h[15])$
 $p[15] = p[14] - \Delta p$

"POTENCIA SALIDA"

$W_{\text{dot_CO2}} = \eta_{\text{Trans}} \cdot (W_{\text{MT_dot}} + W_{\text{ST_dot}} - W_{\text{C_dot}})$
 $\eta_{\text{SCO2}} = W_{\text{dot_CO2}} / Q_{\text{dot_HX}}$
 $h_{\text{gases_min}} = h_{\text{gases}}(a; b; c; d; \lambda; 15)$
 $Q_{\text{dot_HXmax}} = n_{\text{dot_CH4}} \cdot (h[4] - h_{\text{gases_min}})$

$\eta_{\text{HX}} = Q_{\text{dot_HX}} / Q_{\text{dot_HXmax}}$
 $\eta_{\text{SCO2gases}} = \eta_{\text{SCO2}} \cdot \eta_{\text{HX}}$
 $\eta_{\text{CC}} = (W_{\text{dot_CG}} + W_{\text{dot_CO2}}) / Q_{\text{dot_CG}}$

8. SCO2 CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (μ T)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
  h_gases = (b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
subprogram
TGreg(r_c;eta_TG;T_IT;DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[4];Q_dot_CG)

"DATOS"
eta_C = eta_TG*0,95
eta_Trans = 0,9

T[1] = 15
p[1]= 1
p[5] = p[1]
p[4] = p[5] + DELTAp_HX

p[2] = p[1]*r_c
T[3] = T_IT

DELTAp_cc = 3/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
Combustión completa
CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

enthalpy(CH4;T=T[1]) + a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) =
b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])
p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)

```

$Q_dot_CG = n_dot_CH4 * PCI_bar$

"COMPRESOR"

$entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])$
 $eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C$
 $DELTAh_s_C = a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T_s[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[1]))$
 $DELTAh_C = a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[1]))$
 $W_dot_C = n_dot_CH4*DELTAh_C$

"TURBINA"

$b*entropy(CO2;T=T[3];P=p[3]) + c*entropy(H2O;T=T[3];P=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(O2;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(CO2;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(H2O;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])$
 $eta_TG = DELTAh_T/DELTAh_s_T$
 $DELTAh_s_T = (b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])) - (b*enthalpy(CO2;T=T_s[4]) + c*enthalpy(H2O;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T_s[4]))$
 $DELTAh_T = (b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[4]) + c*enthalpy(H2O;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[4]))$
 $W_dot_T = n_dot_CH4*DELTAh_T$

"POTENCIA SALIDA"

$W_dot_CG = eta_Trans * (W_dot_T - W_dot_C)$
 $\{W_dot_CG = 100\} \quad n_dot_CH4 = 0,0006641$
 $eta_CG = W_dot_CG/Q_dot_CG$

End

{*****}

{*****}
 { CICLO DE CO2 }
 {*****}

"DATOS TURBINA DE GAS"

$r_c = 4,2$
 $eta_TG = 0,85$
 $T_IT = 950$
 $DELTAp_HX = 0,1$

"DATOS CICLO CO2"

$f\$ = 'CARBONDIOXIDE'$
 $eta_T = 0,85$
 $eta_C = 0,8$
 $eta_Trans = 0,9$
 $PP_ltr = 10$
 $PP_htr = 10$
 $PP_hx = 10$

```

DELTAp = 0,4
p[11]=260
p[16]=85
T[16]=35

```

"PROPIEDADES CO2"

```

Duplicate i=11;20
  h[i] = enthalpy(f$;P=p[i];T=T[i])
  s[i] = entropy(f$;P=p[i];T=T[i])
End

```

"TURBINA DE GAS"

```

call TGreg(r_c;eta_TG;T_IT;DELTAp_HX:a;b;c;d;lambda;n_dot_CH4;W_dot_CG;T[4];Q_dot_CG)

```

"TURBINA MT CO2"

```

eta_T = DELTAh_MT/DELTAh_s_MT
h_s[12] = enthalpy (f$;s=s[11];P=p[12])
DELTAh_s_MT= h[11]-h_s[12]
DELTAh_MT= h[11]-h[12]
W_MT_dot = n_dot_CO2*(1-alpha)*DELTAh_MT

```

"TURBINA ST CO2"

```

eta_T = DELTAh_ST/DELTAh_s_ST
h_s[20] = enthalpy (f$;s=s[19];P=p[20])
DELTAh_s_ST= h[19]-h_s[20]
DELTAh_ST= h[19]-h[20]
W_ST_dot = n_dot_CO2*alpha*DELTAh_ST

```

"COMPRESOR CO2"

```

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
h_s[17]=enthalpy (f$;s=s[16];P=p[17])
DELTAh_C= h[17]-h[16]
DELTAh_s_C= h_s[17]-h[16]
W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

```

"HTR"

```

(1-alpha)*h[12]+alpha*h[18] = (1-alpha)*h[13]+alpha*h[19]
Q_dot_htr = n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[12]-h[13])
PP_htr=T[13]-T[18]
"PP_htr=T[12]-T[19]"
PP_libre=T[12]-T[19]
p[13]=p[12]-DELTAp
p[19]=p[18]-DELTAp

```

"LTR"

```

h[14]+alpha*h[17] = h[15]+alpha*h[18]
Q_dot_ltr = n_dot_CO2*(h[14]-h[15])
PP_ltr=T[15]-T[17]
PP_ltr=T[14]-T[18]
"PP_libre=T[15]-T[17]"
p[15]=p[14]-DELTAp
p[18]=p[17]-DELTAp

```

"RECUPERADOR GASES ESCAPE"

$Q_{\text{dot_HX}} = n_{\text{dot_CH4}}(h[4]-h[5])$
 $Q_{\text{dot_HX}} = n_{\text{dot_CO2}}(1-\alpha)(h[11]-h[17])$
 $T[11] = T[4] - PP_{\text{hx}}$
 $T[17] = T[5] - PP_{\text{hx}}$
 $h[4] = h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;T[4])$
 $h[5] = h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;T[5])$
 $p[11] = p[17] - \Delta P$

"MEZCLADOR"

$(1-\alpha)h[13] + \alpha h[20] = h[14]$
 $p[14] = p[20]$
 $p[13] = p[20]$

"PRECOOLER"

$Q_{\text{dot_PC}} = n_{\text{dot_CO2}}(h[15]-h[16])$
 $p[16] = p[15] - \Delta P$

"POTENCIA SALIDA"

$W_{\text{dot_CO2}} = \eta_{\text{Trans}}(W_{\text{MT_dot}} + W_{\text{ST_dot}} - W_{\text{C_dot}})$
 $\eta_{\text{SCO2}} = W_{\text{dot_CO2}}/Q_{\text{dot_HX}}$
 $h_{\text{gases_min}} = h_{\text{gases}}(a;b;c;d;\lambda;15)$
 $Q_{\text{dot_HXmax}} = n_{\text{dot_CH4}}(h[4]-h_{\text{gases_min}})$

$\eta_{\text{HX}} = Q_{\text{dot_HX}}/Q_{\text{dot_HXmax}}$
 $\eta_{\text{SCO2gases}} = \eta_{\text{SCO2}}\eta_{\text{HX}}$
 $\eta_{\text{CC}} = (W_{\text{dot_CG}} + W_{\text{dot_CO2}})/Q_{\text{dot_CG}}$

9. TURBINA DE GAS INDUSTRIAL (ST)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

"DATOS"

eta_C = 0,85

eta_Trans = 0,95

T[1] = 15

p[1]= 1

p[5] = p[1]

p[2] = 435*0,07 + p[1]

p[3]=p[2]*(1-DELTA_{p_cc})

DELTA_{p_cc} = p[2]/100

"Table 1 page 3-9"

T[5] = 456,67

W_dot_CG = 40000

Exhaust_flow = 954000*0,454/3600

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"

{

Combustión completa

$\text{CH}_4 + a*(1+\lambda)*(O_2 + 3,76*N_2) \rightarrow b*CO_2 + c*H_2O + d*(1+\lambda)*N_2 + a*\lambda*O_2$

}

1 = b

4 = 2*c

2*a = 2*b + c

2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76

m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

m_dot_a = Exhaust_flow - m_dot_CH4

m_dot_CH4= n_dot_CH4*16

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)

PCI_bar = abs(h_bar_comb)

PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

enthalpy(CH4;T=T[1]) + a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) =

b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) +

a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])

Q_dot_CG = n_dot_CH4*PCI_bar

"COMPRESOR"

entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) +

3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C

$$\text{DELTAh_s_C} = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[2])) - a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$\text{DELTAh_C} = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) - a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$W_dot_C = n_dot_CH4*\text{DELTAh_C}$$

"TURBINA DE GASES"

$$b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T[3]; P=p[3]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T[3]; P=p[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[3]; P=p[3]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T[3]; P=p[3]) = b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[4]; P=p[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[4]; P=p[4])$$

$$\text{eta_T} = \text{DELTAh_TG}/\text{DELTAh_s_TG}$$

$$\text{DELTAh_s_TG} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T_s[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T_s[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[4]))$$

$$\text{DELTAh_TG} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4]))$$

$$W_dot_TG = n_dot_CH4*\text{DELTAh_TG}$$

$$W_dot_TG = W_dot_C$$

"TURBINA DE POTENCIA"

$$b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T[4]; P=p[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T[4]; P=p[4]) = b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[5]; P=p[5]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[5]; P=p[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[5]; P=p[5]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[5]; P=p[5])$$

$$\text{eta_T} = \text{DELTAh_TP}/\text{DELTAh_s_TP}$$

$$\text{DELTAh_s_TP} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T_s[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T_s[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[5]))$$

$$\text{DELTAh_TP} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[5]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[5]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[5]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[5]))$$

$$W_dot_TP = n_dot_CH4*\text{DELTAh_TP}$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_dot_CG = \text{eta_Trans}*(W_dot_TP)$$

$$\text{eta_E} = W_dot_CG/Q_dot_CG$$

10. SCO2 CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (ST)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
  h_gases = (b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T)
+ a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
Subprogram
tgsmall(n_dot_CH4;eta_TG;T[3];DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;T[5];W_dot_CG;p[4];Q_dot_CG)

"DATOS"
eta_C = 0,85
eta_Trans = 0,95

T[1] = 15
p[1]= 1
p[6] = p[1]
p[6] = p[5] - DELTAp_HX

p[2] = 435*0,07 + p[1]
p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)

DELTAp_cc = p[2]/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
Combustión completa
CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76
m_dot_a = Exhaust_flow - m_dot_CH4
m_dot_CH4= n_dot_CH4*16

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

```

$$\text{enthalpy}(\text{CH4}; T=T[1]) + a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) = \\ b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])$$

$$Q_dot_CG = n_dot_CH4*PCI_bar$$

"COMPRESOR"

$$\text{entropy}(\text{O2}; T=T[1]; P=p[1]) + 3,76*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[1]; P=p[1]) = \text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[2]; P=p[2]) + \\ 3,76*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[2]; P=p[2])$$

$$\text{eta_C} * \text{DELTA}h_C = \text{DELTA}h_s_C$$

$$\text{DELTA}h_s_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[2])) - \\ a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$\text{DELTA}h_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) - \\ a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$W_dot_C = n_dot_CH4*\text{DELTA}h_C$$

"TURBINA DE GASES"

$$b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T[3]; P=p[3]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T[3]; P=p[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[3]; P=p[3]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T[3]; P=p[3]) = \\ b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[4]; P=p[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[4]; P=p[4])$$

$$\text{eta_TG} = \text{DELTA}h_TG/\text{DELTA}h_s_TG$$

$$\text{DELTA}h_s_TG = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - \\ (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T_s[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T_s[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[4]) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[4]))$$

$$\text{DELTA}h_TG = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + \\ c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4]))$$

$$W_dot_TG = n_dot_CH4*\text{DELTA}h_TG$$

$$W_dot_TG = W_dot_C$$

"TURBINA DE POTENCIA"

$$b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T[4]; P=p[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T[4]; P=p[4]) = \\ b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[5]; P=p[5]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[5]; P=p[5]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[5]; P=p[5]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[5]; P=p[5])$$

$$\text{eta_TG} = \text{DELTA}h_TP/\text{DELTA}h_s_TP$$

$$\text{DELTA}h_s_TP = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4])) -$$

```
(b*enthalpy(CO2;T=T_s[5]) + c*enthalpy(H2O;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T_s[5]) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T_s[5]))
```

```
DELTAh_TP = (b*enthalpy(CO2;T=T[4]) + c*enthalpy(H2O;T=T[4]) +
d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[4])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[5]) +
c*enthalpy(H2O;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[5]))
```

```
W_dot_TP = n_dot_CH4*DELTAh_TP
```

```
"POTENCIA SALIDA"
```

```
W_dot_CG = eta_Trans* (W_dot_TP)
```

```
eta_E = W_dot_CG/Q_dot_CG
```

```
End
```

```
{*****}
```

```
{*****}
{          CICLO DE CO2          }
{*****}
```

```
"DATOS TURBINA DE GAS"
```

```
"de la ejecución de small turbine"
```

```
T[3] = 1205
```

```
eta_TG = 0,9571
```

```
n_dot_CH4 = 0,124
```

```
DELTAp_HX = 0,1
```

```
"DATOS CICLO CO2"
```

```
f$= 'CARBONDIOXIDE'
```

```
eta_T=0,85
```

```
eta_C=0,8
```

```
eta_Trans = 0,9
```

```
PP_ltr = 10
```

```
PP_htr = 10
```

```
PP_hx = 10
```

```
DELTAp = 0,4
```

```
"óptimo HTR; concordancia con PP de HTR & LTR"
```

```
p[11]=260
```

```
"óptimo LTR; concordancia con PP de HTR & LTR"
```

```
{
p[11] = 200
```

```
}
```

```
p[16]=85
```

```
T[16]=35
```

```
"PROPIEDADES CO2"
```

```
Duplicate i=11;20
```

```
h[i] = enthalpy(f$;P=p[i];T=T[i])
```

```
s[i] = entropy(f$;P=p[i];T=T[i])
```

```
End
```

"TURBINA DE GAS"**Call**

tgsmall(n_dot_CH4;eta_TG;T[3];DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;T[5];W_dot_CG;p[4];Q_dot_CG)

"TURBINA MT CO2"

eta_T = DELTAh_MT/DELTAh_s_MT
 h_s[12] = enthalpy (f\$;s=s[11];P=p[12])
 DELTAh_s_MT= h[11]-h_s[12]
 DELTAh_MT= h[11]-h[12]
 W_MT_dot = n_dot_CO2*(1-alpha)*DELTAh_MT

"TURBINA ST CO2"

eta_T = DELTAh_ST/DELTAh_s_ST
 h_s[20] = enthalpy (f\$;s=s[19];P=p[20])
 DELTAh_s_ST= h[19]-h_s[20]
 DELTAh_ST= h[19]-h[20]
 W_ST_dot = n_dot_CO2*alpha*DELTAh_ST

"COMPRESOR CO2"

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
 h_s[17]=enthalpy (f\$;s=s[16];P=p[17])
 DELTAh_C= h[17]-h[16]
 DELTAh_s_C= h_s[17]-h[16]
 W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

"HTR"

(1-alpha)*h[12]+alpha*h[18] = (1-alpha)*h[13]+alpha*h[19]
 Q_dot_htr = n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[12]-h[13])
 PP_htr=T[13]-T[18]
 p[13]=p[12]-DELTAp
 p[19]=p[18]-DELTAp

"LTR"

h[14]+alpha*h[17] = h[15]+alpha*h[18]
 Q_dot_ltr = n_dot_CO2*(h[14]-h[15])
 PP_ltr=T[14]-T[18]
 p[15]=p[14]-DELTAp
 p[18]=p[17]-DELTAp

"OPTIMIZACIÓN: activar uno de los 2 juegos de llaves"

"CASO 1: optimiza LTR; óptimo: p[11] = 200 bar"

```
{
PP_libre=T[12]-T[19]
PP_ltr=T[15]-T[17]
}
```

"CASO 2: optimiza HTR; óptimo: p[11] = 260 bar"

```
PP_htr=T[12]-T[19]
PP_libre=T[15]-T[17]
```

"RECUPERADOR GASES ESCAPE"

Q_dot_HX = n_dot_CH4*(h[5]-h[6])
 Q_dot_HX=n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[11]-h[17])
 T[11] = T[5] - PP_hx

$T[17] = T[6] - PP_{hx}$
 $h[5] = h_{gases}(a;b;c;d;\lambda;T[5])$
 $h[6] = h_{gases}(a;b;c;d;\lambda;T[6])$
 $p[11] = p[17] - \Delta p$

"MEZCLADOR"

$(1-\alpha)h[13] + \alpha h[20] = h[14]$
 $p[14] = p[20]$
 $p[13] = p[20]$

"PRECOOLER"

$Q_{dot_PC} = n_{dot_CO2} * (h[15] - h[16])$
 $p[16] = p[15] - \Delta p$

"POTENCIA SALIDA"

$W_{dot_CO2} = \eta_{Trans} * (W_{MT_dot} + W_{ST_dot} - W_{C_dot})$
 $\eta_{SCO2} = W_{dot_CO2} / Q_{dot_HX}$
 $h_{gases_min} = h_{gases}(a;b;c;d;\lambda;15)$
 $Q_{dot_HXmax} = n_{dot_CH4} * (h[5] - h_{gases_min})$

$\eta_{HX} = Q_{dot_HX} / Q_{dot_HXmax}$
 $\eta_{SCO2gases} = \eta_{SCO2} * \eta_{HX}$
 $\eta_{CC} = (W_{dot_CG} + W_{dot_CO2}) / Q_{dot_CG}$

11. TURBINA DE CENTRAL DE CICLO COMBINADO (CCT)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

"DATOS"

eta_C = 0,85

eta_Trans = 0,98

T[1] = 15

p[1] = 1

p[4] = p[1]

p[2] = 275*0,07 + p[1]

p[3] = p[2]*(1-DELTA_{p_cc})

DELTA_{p_cc} = p[2]/100

"SIEMENS CATALOGUE SGT5 - 4000F"

T[4] = 599

W_dot_CG = 329000

Exhaust_flow = 1596*0,454

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"

{

Combustión completa

$\text{CH}_4 + a \cdot (1 + \lambda) \cdot (\text{O}_2 + 3,76 \cdot \text{N}_2) \rightarrow b \cdot \text{CO}_2 + c \cdot \text{H}_2\text{O} + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{N}_2 + a \cdot \lambda \cdot \text{O}_2$

}

1 = b

4 = 2*c

2*a = 2*b + c

2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76

m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76

m_dot_a = Exhaust_flow - m_dot_CH4

m_dot_CH4 = n_dot_CH4*16

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)

PCI_bar = abs(h_bar_comb)

PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

enthalpy(CH4;T=T[1]) + a*(1+lambda)*(enthalpy(O2;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(N2;T=T[2])) =

b*enthalpy(CO2;T=T[3]) + c*enthalpy(H2O;T=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[3]) +

a*lambda*enthalpy(O2;T=T[3])

Q_dot_CG = n_dot_CH4*PCI_bar

"COMPRESOR"

$$\text{entropy}(\text{O2}; T=T[1]; P=p[1]) + 3,76 \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T[1]; P=p[1]) = \text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[2]; P=p[2]) + 3,76 \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[2]; P=p[2])$$

$$\text{eta}_C \cdot \text{DELTAh}_C = \text{DELTAh}_{s_C}$$

$$\text{DELTAh}_{s_C} = a \cdot (1 + \lambda) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[2]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[2])) - a \cdot (1 + \lambda) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$\text{DELTAh}_C = a \cdot (1 + \lambda) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) - a \cdot (1 + \lambda) \cdot (\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76 \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$W_{\text{dot}_C} = n_{\text{dot}_{\text{CH4}}} \cdot \text{DELTAh}_C$$

"TURBINA DE GAS"

$$b \cdot \text{entropy}(\text{CO2}; T=T[3]; P=p[3]) + c \cdot \text{entropy}(\text{H2O}; T=T[3]; P=p[3]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T[3]; P=p[3]) + a \cdot \lambda \cdot \text{entropy}(\text{O2}; T=T[3]; P=p[3]) = b \cdot \text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + c \cdot \text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[4]; P=p[4]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + a \cdot \lambda \cdot \text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[4]; P=p[4])$$

$$\text{eta}_T = \text{DELTAh}_{\text{TG}} / \text{DELTAh}_{s_T\text{G}}$$

$$\text{DELTAh}_{s_T\text{G}} = (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a \cdot \lambda \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T_s[4]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T_s[4]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[4]) + a \cdot \lambda \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[4]))$$

$$\text{DELTAh}_{\text{TG}} = (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a \cdot \lambda \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a \cdot \lambda \cdot \text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4]))$$

$$W_{\text{dot}_{\text{TG}}} = n_{\text{dot}_{\text{CH4}}} \cdot \text{DELTAh}_{\text{TG}}$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_{\text{dot}_{\text{CG}}} = \text{eta}_{\text{Trans}} \cdot (W_{\text{dot}_{\text{TG}}} - W_{\text{dot}_C})$$

$$\text{eta}_E = W_{\text{dot}_{\text{CG}}} / Q_{\text{dot}_{\text{CG}}}$$

12. SCO2 CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (CCT)

\$UnitSystem SI bar C kJ mole

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
  h_gases = (b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T)
+ a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
Subprogram
tgsml(n_dot_CH4;eta_TG;T[3];DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;T[4];W_dot_CG;Q_dot_CG)

"DATOS"
eta_C = 0,85
eta_Trans = 0,95

T[1] = 15
p[1]= 1
p[5] = p[1]
p[5] = p[4] - DELTAp_HX

p[2] = 275*0,07 + p[1]
p[3]=p[2]*(1-DELTAp_cc)

DELTAp_cc = p[2]/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
Combustión completa
CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76
m_dot_a = Exhaust_flow - m_dot_CH4
m_dot_CH4= n_dot_CH4*16

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

```

$$\text{enthalpy}(\text{CH4}; T=T[1]) + a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) = \\ b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])$$

$$Q_dot_CG = n_dot_CH4*PCI_bar$$

"COMPRESOR"

$$\text{entropy}(\text{O2}; T=T[1]; P=p[1]) + 3,76*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[1]; P=p[1]) = \text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[2]; P=p[2]) + \\ 3,76*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[2]; P=p[2])$$

$$\text{eta_C} * \text{DELTA}h_C = \text{DELTA}h_s_C$$

$$\text{DELTA}h_s_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[2])) - \\ a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$\text{DELTA}h_C = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[2])) - \\ a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[1]))$$

$$W_dot_C = n_dot_CH4*\text{DELTA}h_C$$

"TURBINA DE GASES"

$$b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T[3]; P=p[3]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T[3]; P=p[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T[3]; P=p[3]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T[3]; P=p[3]) = \\ b*\text{entropy}(\text{CO2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H2O}; T=T_s[4]; P=p[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N2}; T=T_s[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O2}; T=T_s[4]; P=p[4])$$

$$\text{eta_TG} = \text{DELTA}h_TG/\text{DELTA}h_s_TG$$

$$\text{DELTA}h_s_TG = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - \\ (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T_s[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T_s[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T_s[4]) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T_s[4]))$$

$$\text{DELTA}h_TG = (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO2}; T=T[4]) \\ + c*\text{enthalpy}(\text{H2O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N2}; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O2}; T=T[4]))$$

$$W_dot_TG = n_dot_CH4*\text{DELTA}h_TG$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_dot_CG = \text{eta_Trans} * (W_dot_TG - W_dot_C)$$

$$\text{eta_E} = W_dot_CG/Q_dot_CG$$

End

{*****}

```
{*****}
{          CICLO DE CO2          }
{*****}
```

"DATOS TURBINA DE GAS"
"de la ejecución de Turbine_CC"

T[3] = 1327
eta_TG = 0,9495
n_dot_CH4 = 1,004
DELTAp_HX = 0,1

"DATOS CICLO CO2"
f\$= 'CARBONDIOXIDE'

eta_T=0,85
eta_C=0,8
eta_Trans = 0,9
PP_ltr = 10
PP_htr = 10
PP_hx = 10

DELTAp = 0,4
p[16]=85
T[16]=35

"PROPIEDADES CO2"

Duplicate i=11;20
 h[i] = **enthalpy**(f\$;P=p[i];T=T[i])
 s[i] = **entropy**(f\$;P=p[i];T=T[i])
End

"TURBINA DE GAS"

Call tgsml(n_dot_CH4;eta_TG;T[3];DELTAp_HX;a;b;c;d;lambda;T[4];W_dot_CG;Q_dot_CG)

"TURBINA MT CO2"

eta_T = DELTAh_MT/DELTAh_s_MT
h_s[12] = **enthalpy** (f\$;s=s[11];P=p[12])
DELTAh_s_MT= h[11]-h_s[12]
DELTAh_MT= h[11]-h[12]
W_MT_dot = n_dot_CO2*(1-alpha)*DELTAh_MT

"TURBINA ST CO2"

eta_T = DELTAh_ST/DELTAh_s_ST
h_s[20] = **enthalpy** (f\$;s=s[19];P=p[20])
DELTAh_s_ST= h[19]-h_s[20]
DELTAh_ST= h[19]-h[20]
W_ST_dot = n_dot_CO2*alpha*DELTAh_ST

"COMPRESOR CO2"

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
h_s[17]=**enthalpy** (f\$;s=s[16];P=p[17])
DELTAh_C= h[17]-h[16]
DELTAh_s_C= h_s[17]-h[16]
W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

"HTR"

$(1-\alpha)*h[12]+\alpha*h[18] = (1-\alpha)*h[13]+\alpha*h[19]$
 $Q_dot_htr = n_dot_CO2*(1-\alpha)*(h[12]-h[13])$
 $PP_htr=T[13]-T[18]$
 $p[13]=p[12]-DELTA p$
 $p[19]=p[18]-DELTA p$

"LTR"

$h[14]+\alpha*h[17] = h[15]+\alpha*h[18]$
 $Q_dot_ltr = n_dot_CO2*(h[14]-h[15])$
 $PP_ltr=T[14]-T[18]$
 $p[15]=p[14]-DELTA p$
 $p[18]=p[17]-DELTA p$

"OPTIMIZACIÓN: activar uno de los 2 juegos de llaves"**"CASO 1: optimiza LTR"**

$\{$
 $\}$
 $PP_libre=T[12]-T[19]$
 $PP_ltr=T[15]-T[17]$

"CASO 2: optimiza HTR"

$\{$
 $PP_htr=T[12]-T[19]$
 $PP_libre=T[15]-T[17]$
 $\}$

"RECUPERADOR GASES ESCAPE"

$Q_dot_HX = n_dot_CH4*(h[4]-h[5])$
 $Q_dot_HX=n_dot_CO2*(1-\alpha)*(h[11]-h[17])$
 $T[11] = T[4] - PP_hx$
 $T[17] = T[5] - PP_hx$
 $h[4] = \mathbf{h_gases}(a;b;c;d;\lambda;T[4])$
 $h[5] = \mathbf{h_gases}(a;b;c;d;\lambda;T[5])$
 $p[11] = p[17] - DELTA p$

"MEZCLADOR"

$(1-\alpha)*h[13]+\alpha*h[20]=h[14]$
 $p[14]=p[20]$
 $p[13]=p[20]$

"PRECOOLER"

$Q_dot_PC = n_dot_CO2*(h[15]-h[16])$
 $p[16]=p[15]-DELTA p$

"POTENCIA SALIDA"

$W_dot_CO2 = \eta_{Trans}*(W_MT_dot+W_ST_dot - W_C_dot)$
 $\eta_{SCO2} = W_dot_CO2/Q_dot_HX$
 $h_gases_min = \mathbf{h_gases}(a;b;c;d;\lambda;15)$
 $Q_dot_HXmax=n_dot_CH4*(h[5]-h_gases_min)$

$\eta_{HX}=Q_dot_HX/Q_dot_HXmax$
 $\eta_{SCO2gases}=\eta_{SCO2}*\eta_{HX}$
 $\eta_{CC} = (W_dot_CG+W_dot_CO2)/Q_dot_CG$

13. INTERCAMBIADOR GASES-CO₂

\$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..3
0];L[1..30];Nuss_frio[1..30];k_frio[1..30];dens_frio[1..30];visco_frio[1..30];n_tuboscal)

n_tuboscal=5493200

T_fnuevo[1]=T_fs

p_fnuevo[1]=p_fs

Repeat

n_tubosfrio=n_tuboscal {Number of hot 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(carbondioxide;T=T_f[i];P=P_f[i])

h_c[i]=Enthalpy(air;T=T_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

{radius}

A_tubo=3,14159*r^2/2

{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]=Density(carbondioxide;T=T_fmmed[i];P=p_fmmed[i])
```

```
{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(carbondioxide;T=T_fmmed[i];P=p_fmmed[i])
```

```
Re_frio[i]=dens_frio[i]*vel_frio[i]*D_hidfrio/visco_frio[i]
```

```
{Reynolds}
```

```
k_frio[i]=Conductivity(CarbonDioxide;T=T_fmmed[i];P=p_fmmed[i])
```

```
{Thermal
```

```
conductivity}
```

```
pr_frio[i]=Prandtl(carbondioxide;T=T_fmmed[i];P=p_fmmed[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_frión[i]=(1/(1,8*LOG10(re_frión[i]-1,5)))^2
                                     {Dostal}
Nuss_frión[i]=(f_frión[i]/8)*(re_frión[i]-1000)*Pr_frión[i]/(1+12,7*(f_frión[i]/8)^0,5*((pr_frión[i]^(2/3))-1))
{Nuss, Gnielinski, }
endif
endif
H_frión[i]=Nuss_frión[i]*k_frión[i]/(D_hidfrión)                                     {Heat
transfer coefficient}

if (Re_frión[i]<re_0) then
  f_frión[i]=63,12/re_frión[i]
else
                                     if(Re_frión[i]<Re_1) then
f_frión[i]=4,4*Re_frión[i]^(-0,595)*EXP(0,00275/delta)
else
  if(Re_frión[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)
    errorffrión[i]=abs((f_2fnuevo[i]-f_2f[i])/f_2f[i])
    f_2f[i]=f_2fnuevo[i]
    Until(errorffrión[i]<0,001)
    f_frión[i]=(f_2f[i]-f_estrella)*EXP(-((0,0017*(Re_2-Re_frión[i]))^2)+f_estrella)
  else
    if(Re_frión[i]<Re_3) then
      f_frión[i]=0,0001
      Repeat
      f_friónnuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_frión[i]*(f_frión[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
      errorffrión[i]=abs((f_friónnuevo[i]-f_frión[i])/f_frión[i])
      f_frión[i]=f_friónnuevo[i]
      Until(errorffrión[i]<0,001)
    else
      f_frión[i]=0,0001
      Repeat
      f_friónnuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_3*(f_frión[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
      errorffrión[i]=abs((f_friónnuevo[i]-f_frión[i])/f_frión[i])
      f_frión[i]=f_friónnuevo[i]
      Until(errorffrión[i]<0,001)
    endif
  endif
endif
endif
endif

{Hot side}
{
dens_cal[i]=Density(air,T=T_cmed[i];P=p_cmed[i])
  {density}
}

```

```

dens_cal[i] = (p_cmed[i]*100)/(0,287*(T_cmed[i]+273))
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(air;T=T_cmed[i])
Re_cal[i]=dens_cal[i]*vel_cal[i]*D_hidcal/visco_cal[i]                       {Reynolds}
k_cal[i]=Conductivity(Air;T=T_cmed[i])                                       {Thermal
conductivity}
pr_cal[i]=Prandtl(air;T=T_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
H_cal[i]=Nuss_cal[i]*k_cal[i]/(D_hidcal)                                       {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)
      endif
    endif
  endif
endif

```

```

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

```

{Area of heat transfer 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 }

```

```

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(CarbonDioxide;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(CarbonDioxide;h=h_fnuevo[i+1];P=P_fnuevo[i+1])

```

```

h_f[i+1]=Enthalpy(carbondioxide;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(Air;T=T_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(Air;h=h_cnuevo[i+1])

```

```

h_c[i+1]=Enthalpy(air;T=T_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

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

{*****
*****}

{DATA}
Q_dot_total=m_dot_caltotal*(h_cale1-h_cals1)
h_cale1=enthalpy(Air;T=T_ce)
h_cals1=enthalpy(Air;T=T_cs)
m_dot_friotal=3,775*44*(1-0,4654) {Cold Mass flow rate}
m_dot_caltotal=120,3 {Hot Mass flow rate}
T_ce=489,4 {Hot inlet temperature}
T_cs=82,27 {Hot outlet temperature}

```

```
T_fe=72,27           {Cold inlet temperature}
T_fs=479,4          {Cold outlet temperature}
p_ce=1,2            {Hot inlet pressure}
p_cs=p_ce-deltap_c {Hot outlet pressure}
deltap_c=0,2
p_fe= 260,4         {Cold inlet pressure}
p_fs=p_fe-deltap_f {Cold outlet pressure}
deltap_f=0,4
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..3
0];L[1..30];Nuss_frio[1..30];k_frio[1..30];dens_frio[1..30];visco_frio[1..30];n_tubos)
```

```
h_air_5=Enthalpy(air;T=T_ce)
h_air_6=Enthalpy(air;T=T_cs)
dens_air_5=Density(air;T=T_ce;P=p_ce)
dens_air_6=Density(air;T=T_cs;P=p_cs)
visc_air_5=Viscosity(air;T=T_ce)
visc_air_6=Viscosity(air;T=T_cs)
```

```
Length=sum(L[1..30])
n_modules=2*n_tubos/96000
A_frontal=0,6^2*n_modules
Volume=A_frontal*Length
D = n_modules*0,6
```

14. INTERCAMBIADOR HTR

\$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];Nuss_frio[1..30];re_frio[1..30];Nuss_cal[1..30];re_cal[1..30];n_tuboscal)

n_tuboscal=161900

{repeat}

Repeat

n_tubosfrio=n_tuboscal

{Hot channel number}

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(CarbonDioxide;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

{radius}

A_tubo=3,14159*r^2/2

{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]=Density(CarbonDioxide; T=T_fmed[i]; P=p_fmed[i])
{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(CarbonDioxide; 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(CarbonDioxide; T=T_fmed[i]; P=P_fmed[i])
{thermal conductivity}
pr_frio[i]=Prandtl(CarbonDioxide; 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)
{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_friofnuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_frio[i]*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
errorffrio[i]=abs((f_friofnuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
f_frio[i]=f_friofnuevo[i]
Until(errorffrio[i]<0,001)
else
f_frio[i]=0,0001
Repeat
f_friofnuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_3*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
errorffrio[i]=abs((f_friofnuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
f_frio[i]=f_friofnuevo[i]
Until(errorffrio[i]<0,001)
endif
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, pag 61}
    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

H_cal[i]=Nuss_cal[i]*k_cal[i]/(D_hidcal)
    {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
endif

```

{Area of heat transfer 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)        {pag 68 Dostal y 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(CarbonDioxide; 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(CarbonDioxide; h=h_fnuevo[i+1]; P=P_fnuevo[i+1])

```

```

h_f[i+1]=Enthalpy(CarbonDioxide; T=T_f[i+1]; P=P_f[i+1])
errorrhf[i]=ABS((h_fnuevo[i+1]-h_f[i+1])/h_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((h_cnuevo[i+1]-h_c[i+1])/h_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_cp_total-0,4)/0,4)
}
```

```
errorpc=abs((delta_cp_total-deltap_c)/deltap_c)
errorpf=abs((delta_fp_total-deltap_f)/deltap_f)
```

```
errorp=min(errorpc;errorpf)
```

```
n_tuboscal=n_tuboscal+100
```

```
Until (errorp<0,01)
```

```
End
```

```
{*****
*****}
```

"INTRODUCCIÓN PRINCIPAL DE DATOS"

```

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_friototal= 0,4654*3,775*44           {Cold Mass flow rate}
m_dot_caltotal= (1-0,4654)*3,775*44       {Hot Mass flow rate}
T_ce=360,4                                 {Hot inlet temperature}
T_cs=241,3                                 {Hot outlet temperature}
T_fe=231,3                                 {Cold inlet temperature}
T_fs=350,4                                 {Cold outlet temperature}
p_ce=86,2                                  {Hot inlet pressure}
p_cs=p_ce-deltap_c                         {Hot outlet pressure}
deltap_c=0,4
p_fe=260                                   {Cold inlet pressure}
p_fs=p_fe-deltap_f                         {Cold outlet pressure}
deltap_f=0,4
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_fmed[1..30];U[1..30];h_cal[1..30];h_frio[1..
30];L[1..30];Nuss_frio[1..30];re_frio[1..30];Nuss_cal[1..30];re_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
D = n_modules*0,6

```

15. INTERCAMBIADOR LTR

\$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];Nuss_frio[1..30];re_frio[1..30];Nuss_cal[1..30];re_cal[1..30];n_tuboscal)

n_tuboscal=177900

{repeat}

Repeat

n_tubosfrio=n_tuboscal {Hot channel number}
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(CarbonDioxide; 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

{radius}

A_tubo=3,14159*r^2/2

{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]=Density(CarbonDioxide; T=T_fmed[i]; P=p_fmed[i])
{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(CarbonDioxide; 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(CarbonDioxide; T=T_fmed[i]; P=P_fmed[i])
{thermal conductivity}
pr_frio[i]=Prandtl(CarbonDioxide; 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)
{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_friofnuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_frio[i]*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
errorffrio[i]=abs((f_friofnuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
f_frio[i]=f_friofnuevo[i]
Until(errorffrio[i]<0,001)
else
f_frio[i]=0,0001
Repeat
f_friofnuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_3*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
errorffrio[i]=abs((f_friofnuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
f_frio[i]=f_friofnuevo[i]
Until(errorffrio[i]<0,001)
endif
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, pag 61}
    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

H_cal[i]=Nuss_cal[i]*k_cal[i]/(D_hidcal)
    {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

```

{Area of heat transfer 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)        {pag 68 Dostal y 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(CarbonDioxide; 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(CarbonDioxide; h=h_fnuevo[i+1]; P=P_fnuevo[i+1])

```

```

h_f[i+1]=Enthalpy(CarbonDioxide; T=T_f[i+1]; P=P_f[i+1])
errorrhf[i]=ABS((h_fnuevo[i+1]-h_f[i+1])/h_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((h_cnuevo[i+1]-h_c[i+1])/h_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_cp_total-0,4)/0,4)
}
```

```
errorpc=abs((delta_cp_total-deltap_c)/deltap_c)
errorpf=abs((delta_fp_total-deltap_f)/deltap_f)
```

```
errorp=min(errorpc;errorpf)
```

```
n_tuboscal=n_tuboscal+100
```

```
Until (errorp<0,01)
```

```
End
```

```
{*****}
*****}
```

"INTRODUCCIÓN PRINCIPAL DE DATOS"

```

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_friototal= 0,4654*3,775*44           {Cold Mass flow rate}
m_dot_caltotal= 1*3,775*44                {Hot Mass flow rate}
T_ce=241,3                                {Hot inlet temperature}
T_cs=127,8                                {Hot outlet temperature}
T_fe=72,27                                {Cold inlet temperature}
T_fs=231,3                                {Cold outlet temperature}
p_ce=85,8                                  {Hot inlet pressure}
p_cs=p_ce-deltap_c                         {Hot outlet pressure}
deltap_c=0,4
p_fe=260,4                                {Cold inlet pressure}
p_fs=p_fe-deltap_f                         {Cold outlet pressure}
deltap_f=0,4
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_fmed[1..30];U[1..30];h_cal[1..30];h_frio[1..
30];L[1..30];Nuss_frio[1..30];re_frio[1..30];Nuss_cal[1..30];re_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
D = n_modules*0,6

```

16. INTERCAMBIADOR PC

\$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..3
0];L[1..30];vel_frio[1..30];vel_cal[1..30];n_tuboscal)

n_tuboscal=206500

{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(Water;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

{radius}

A_tubo=3,14159*r^2/2

{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(Water;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(Water;T=T_fmed[i];P=P_fmed[i]) {thermal conductivity}
pr_frio[i]=Prandtl(Water;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_frioi/8)*(re_frioi-1000)*Pr_frioi/(1+12,7*(f_frioi/8)^0,5*((pr_frioi^(2/3))-1))
{Nuss, Gnielinski, }
endif
endif
H_frio[i]=Nuss_frio[i]*k_frioi/(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_frioiNuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_frio[i]*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
          errorffrio[i]=abs((f_frioiNuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
          f_frio[i]=f_frioiNuevo[i]
        Until(errorffrio[i]<0,001)
      else
        f_frio[i]=0,0001
        Repeat
          f_frioiNuevo[i]=1/((2*log10(2,51/(Re_3*(f_frio[i])^(1/2))+delta/3,7))^2)
          errorffrio[i]=abs((f_frioiNuevo[i]-f_frio[i])/f_frio[i])
          f_frio[i]=f_frioiNuevo[i]
        Until(errorffrio[i]<0,001)
      endif
    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_hidfrio/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
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
  endif
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(Water;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(Water;h=h_fnuevo[i+1];P=P_fnuevo[i+1])

```

```

h_f[i+1]=Enthalpy(Water;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

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

```
{*****
*****}
```

"INTRODUCCIÓN PRINCIPAL DE DATOS"

```
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=3,775*44
T_ce=127,8
T_cs=35
T_fe=25
c_pagua=4182
Q_dot_total=m_dot_friototal*(h_frios1-h_frioe1)
h_frioe1=enthalpy(Water;T=T_fe;P=P_fe)
h_frios1=enthalpy(Water;T=T_fs;P=P_fs)
T_fs=35
p_ce=85,4
p_cs=p_ce-deltap_c
```

{Hot Mass flow rate}
{Hot inlet temperature}
{Hot outlet temperature}
{Cold inlet temperature}

{Cold outlet temperature}
{Hot inlet pressure}
{Hot outlet pressure}

```
deltap_c=0,4
p_fe=5                                {Cold inlet pressure}
p_fs=p_fe-deltap_f                     {Cold outlet pressure}
deltap_f=1
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_fmed[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)

h_agua_e=enthalpy(steam_iapws;T=T_fe;P=p_fe)
h_agua_s=enthalpy(steam_iapws;T=T_fs;P=p_fs)
dens_agua_e=density(steam_iapws;T=T_fe;P=p_fe)
dens_agua_s=density(steam_iapws;T=T_fs;P=p_fs)
visc_agua_e=viscosity(steam_iapws;T=T_fe;P=p_fe)
visc_agua_s=viscosity(steam_iapws;T=T_fs;P=p_fs)

Length=sum(L[1..30])
n_modules=2*n_tubos/96000
A_frontal=0,6^2*n_modules
Volume=A_frontal*Length
D = n_modules*0,6
```

17. sCO2 CASCADA 2 REC. BRAYTON BÁSICO (ST). (ESTUDIO ΔP)

```

{*****}
{      ENTALPÍA DE LOS GASES DE ESCAPE      }
{*****}
Function h_gases(a;b;c;d;lambda;T)
  h_gases = (b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T))
End
{*****}

{*****}
{      TURBINA DE GAS      }
{*****}
Subprogram
  tgsml(n_dot_CH4;eta_TG;T[3];DELTApc_HX;a;b;c;d;lambda;T[5];W_dot_CG;p[4];Q_dot_CG)

"DATOS"
eta_C = 0,85
eta_Trans = 0,95

T[1] = 15
p[1] = 1
p[6] = p[1]
p[6] = p[5] - DELTApc_HX

p[2] = 435*0,07 + p[1]
p[3] = p[2]*(1-DELTApc_cc)

DELTApc_cc = p[2]/100

"CÁMARA DE COMBUSTIÓN"
{
  Combustión completa
  CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H2O + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2
}
1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

n_dot_a = n_dot_CH4 * a*(1+lambda)*4,76
m_dot_a = n_dot_a*(32+3,76*28)/4,76
m_dot_a = Exhaust_flow - m_dot_CH4
m_dot_CH4 = n_dot_CH4*16

h_bar_comb = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*enthalpy(H2O;T=25) - enthalpy(CH4;T=25)
PCI_bar = abs(h_bar_comb)
PCI = PCI_bar/molarmass(CH4)

```

$$\text{enthalpy}(\text{CH}_4; T=T[1]) + a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[2])) = \\ b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[3]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[3]) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[3])$$

$$Q_{\text{dot_CG}} = n_{\text{dot_CH}_4} * \text{PCI_bar}$$

"COMPRESOR"

$$\text{entropy}(\text{O}_2; T=T[1]; P=p[1]) + 3,76*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T[1]; P=p[1]) = \text{entropy}(\text{O}_2; T=T_{\text{s}[2]}; P=p[2]) + \\ 3,76*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T_{\text{s}[2]}; P=p[2])$$

$$\text{eta_C} * \text{DELTAh_C} = \text{DELTAh_s_C}$$

$$\text{DELTAh_s_C} = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_{\text{s}[2]}) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{\text{s}[2]})) - \\ a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[1]))$$

$$\text{DELTAh_C} = a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[2]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[2])) - \\ a*(1+\text{lambda})*(\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[1]) + 3,76*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[1]))$$

$$W_{\text{dot_C}} = n_{\text{dot_CH}_4} * \text{DELTAh_C}$$

"TURBINA DE GASES"

$$b*\text{entropy}(\text{CO}_2; T=T[3]; P=p[3]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[3]; P=p[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T[3]; P=p[3]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2; T=T[3]; P=p[3]) = \\ b*\text{entropy}(\text{CO}_2; T=T_{\text{s}[4]}; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{\text{s}[4]}; P=p[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T_{\text{s}[4]}; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2; T=T_{\text{s}[4]}; P=p[4])$$

$$\text{eta_TG} = \text{DELTAh_TG} / \text{DELTAh_s_TG}$$

$$\text{DELTAh_s_TG} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T_{\text{s}[4]}) + \\ c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{\text{s}[4]}) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{\text{s}[4]}) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_{\text{s}[4]}))$$

$$\text{DELTAh_TG} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[3]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[3]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[3]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[3])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[4]) + \\ c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[4]))$$

$$W_{\text{dot_TG}} = n_{\text{dot_CH}_4} * \text{DELTAh_TG}$$

$$W_{\text{dot_TG}} = W_{\text{dot_C}}$$

"TURBINA DE POTENCIA"

$$b*\text{entropy}(\text{CO}_2; T=T[4]; P=p[4]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]; P=p[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T[4]; P=p[4]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2; T=T[4]; P=p[4]) = \\ b*\text{entropy}(\text{CO}_2; T=T_{\text{s}[5]}; P=p[5]) + c*\text{entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{\text{s}[5]}; P=p[5]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{entropy}(\text{N}_2; T=T_{\text{s}[5]}; P=p[5]) + a*\text{lambda}*\text{entropy}(\text{O}_2; T=T_{\text{s}[5]}; P=p[5])$$

$$\text{eta_TG} = \text{DELTAh_TP} / \text{DELTAh_s_TP}$$

$$\text{DELTAh_s_TP} = (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[4]) + c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]) + \\ d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[4]) + a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[4])) - (b*\text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T_{\text{s}[5]}) + \\ c*\text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{\text{s}[5]}) + d*(1+\text{lambda})*\text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T_{\text{s}[5]}) + \\ a*\text{lambda}*\text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T_{\text{s}[5]}))$$

$$\text{DELTAh_TP} = (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[4]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[4]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[4]) + a \cdot \lambda \cdot \text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[4])) - (b \cdot \text{enthalpy}(\text{CO}_2; T=T[5]) + c \cdot \text{enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T=T[5]) + d \cdot (1 + \lambda) \cdot \text{enthalpy}(\text{N}_2; T=T[5]) + a \cdot \lambda \cdot \text{enthalpy}(\text{O}_2; T=T[5]))$$

$$W_{\text{dot_TP}} = n_{\text{dot_CH}_4} \cdot \text{DELTAh_TP}$$

"POTENCIA SALIDA"

$$W_{\text{dot_CG}} = \text{eta_Trans} \cdot (W_{\text{dot_TP}})$$

$$\text{eta_E} = W_{\text{dot_CG}} / Q_{\text{dot_CG}}$$

End

```
{*****}
```

```
{*****}
{          CICLO DE CO2          }
{*****}
```

"DATOS TURBINA DE GAS"

"de la ejecución de small turbine"

$$T[3] = 1205$$

$$\text{eta_TG} = 0,9571$$

$$n_{\text{dot_CH}_4} = 0,124$$

$$\text{DELTA}p_{f_HX} = 0,0007$$

"caída de presión de CO2 en HX 17-11"

$$\text{DELTA}p_{c_HX} = 0,2$$

"caída de presión de gases en HX 5-6"

```
{
```

$$\text{Volumen_HX} = 94,97$$

"Volumen de HX para DELTA_{p_c}_{HX} = 0,2"

$$n_{\text{tuboscal}} = 5493100$$

"Tubos de HX para DELTA_{p_c}_{HX} = 0,2"

$$\text{"pco}_2=0,0005\text{"}$$

```
}
```

"DATOS CICLO CO2"

$$f\$ = \text{'CARBONDIOXIDE'}$$

$$\text{eta_T} = 0,85$$

$$\text{eta_C} = 0,8$$

$$\text{eta_Trans} = 0,9$$

$$\text{PP_ltr} = 10$$

$$\text{PP_htr} = 10$$

$$\text{PP_hx} = 10$$

$$\text{DELTA}p_{c_HTR} = 0,4$$

"caída de presión de CO2 en HTR 12-13"

$$\text{DELTA}p_{f_HTR} = 0,1$$

"caída de presión de CO2 en HTR 18-19"

$$\text{DELTA}p_{c_LTR} = 0,4$$

"caída de presión de CO2 en LTR 14-15"

$$\text{DELTA}p_{f_LTR} = 0,026$$

"caída de presión de CO2 en LTR 17-18"

$$\text{DELTA}p_{c_PC} = 0,084$$

"caída de presión de CO2 en PC 15-16"

$$\text{DELTA}p_{f_PC} = 1$$

"caída de presión de agua en PC"

"óptimo HTR; concordancia con PP de HTR & LTR"

$$p[11] = 260$$

"óptimo LTR; concordancia con PP de HTR & LTR"

```
{
```

$$p[11] = 200$$

```
}
```

$$p[16] = 85$$

T[16]=35

"PROPIEDADES CO2"

Duplicate i=11;20

h[i] = enthalpy(f\$;P=p[i];T=T[i])
 s[i] = entropy(f\$;P=p[i];T=T[i])
 visco_co2[i]=Viscosity(f\$;P=p[i];T=T[i])
 dens_co2[i]=Density(f\$;P=p[i];T=T[i])

End

"TURBINA DE GAS"

Call

tgsmall(n_dot_CH4;eta_TG;T[3];DELTApc_HX:a;b;c;d;lambda;T[5];W_dot_CG;p[4];Q_dot_CG)

"TURBINA MT CO2"

eta_T = DELTAh_MT/DELTAh_s_MT
 h_s[12] = enthalpy (f\$;s=s[11];P=p[12])
 DELTAh_s_MT= h[11]-h_s[12]
 DELTAh_MT= h[11]-h[12]
 W_MT_dot = n_dot_CO2*(1-alpha)*DELTAh_MT

"TURBINA ST CO2"

eta_T = DELTAh_ST/DELTAh_s_ST
 h_s[20] = enthalpy (f\$;s=s[19];P=p[20])
 DELTAh_s_ST= h[19]-h_s[20]
 DELTAh_ST= h[19]-h[20]
 W_ST_dot = n_dot_CO2*alpha*DELTAh_ST

"COMPRESOR CO2"

eta_C * DELTAh_C = DELTAh_s_C
 h_s[17]=enthalpy (f\$;s=s[16];P=p[17])
 DELTAh_C= h[17]-h[16]
 DELTAh_s_C= h_s[17]-h[16]
 W_C_dot = n_dot_CO2*DELTAh_C

"HTR"

(1-alpha)*h[12]+alpha*h[18] = (1-alpha)*h[13]+alpha*h[19]
 Q_dot_htr = n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[12]-h[13])
 PP_htr=T[13]-T[18]
 p[13]=p[12]-DELTApc_HTR
 p[19]=p[18]-DELTApf_HTR

"LTR"

h[14]+alpha*h[17] = h[15]+alpha*h[18]
 Q_dot_ltr = n_dot_CO2*(h[14]-h[15])
 PP_ltr=T[14]-T[18]
 p[15]=p[14]-DELTApc_LTR
 p[18]=p[17]-DELTApf_LTR

"OPTIMIZACIÓN: activar uno de los 2 juegos de llaves"

"CASO 1: optimiza LTR; óptimo: p[11] = 200 bar"

{

```

PP_libre=T[12]-T[19]
PP_ltr=T[15]-T[17]
}
"CASO 2: optimiza HTR; óptimo: p[11] = 260 bar"

```

```

PP_htr=T[12]-T[19]
PP_libre=T[15]-T[17]

```

"RECUPERADOR GASES ESCAPE"

```

Q_dot_HX = n_dot_CH4*(h[5]-h[6])
Q_dot_HX=n_dot_CO2*(1-alpha)*(h[11]-h[17])
T[11] = T[5] - PP_hx
T[17] = T[6] - PP_hx
h[5] = h_gases(a;b;c;d;lambda;T[5])
h[6] = h_gases(a;b;c;d;lambda;T[6])
p[11] = p[17] - DELTApf_HX

```

"MEZCLADOR"

```

(1-alpha)*h[13]+alpha*h[20]=h[14]
p[14]=p[20]
p[13]=p[20]

```

"PRECOOLER"

```

Q_dot_PC= n_dot_CO2* (h[15]-h[16])
p[16]=p[15]-DELTApc_PC

```

"POTENCIA SALIDA"

```

W_dot_CO2 = eta_Trans* (W_MT_dot+W_ST_dot - W_C_dot)
eta_SCO2 = W_dot_CO2/Q_dot_HX
h_gases_min = h_gases(a;b;c;d;lambda;15)
Q_dot_HXmax=n_dot_CH4*(h[5]-h_gases_min)

```

```

eta_HX=Q_dot_HX/Q_dot_HXmax
eta_SCO2gases=eta_SCO2*eta_HX
eta_CC = (W_dot_CG+W_dot_CO2)/Q_dot_C

```