COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA
ICAI

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Almacenamiento de energía mediante compresión de CO_2 (CCDES)

Autor: Andrea García Fernández

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-director: Raúl Robledo Cabezuela

Madrid

Junio de 2026

Declaración de originalidad

Declaro bajo mi responsabilidad que el Proyecto presentado con el título **Almacenamiento de energía mediante compresión de CO2 (CCDES)** en la ETS de Ingeniería – ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2025/26 es de mi autoría 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.

Uso de Inteligencia Artificial

Declaro bajo mi responsabilidad que (indicar la opción correcta):

☐ No he utilizado Inteligencia Artificial en la elaboración del presente documento.

■ He utilizado Inteligencia Artificial en la elaboración del presente documento y/o del Anexo B siempre en las condiciones permitidas por la Universidad Pontificia Comillas, es decir, aplicando el Nivel 2 de la Escala de Evaluación de Perkins et al. (2024): "*La IA puede utilizarse para actividades previas a la tarea, como la lluvia de ideas, la descripción y la investigación inicial. Este nivel se centra en el uso de la IA para la planificación, las síntesis y la generación de ideas, pero las evaluaciones deben hacer hincapié en la capacidad de desarrollar y refinar estas ideas de forma independiente*". En concreto, las Inteligencia Artificial ha sido empleada para:

Mejorar claridad, corregir la gramática y pulir la redacción.

Firmado por GARCIA FERNANDEZ ANDREA - ***7308** el día 30/05/2026

Fdo.: Andrea García Fernández Fecha: 30/ 05/ 2026

Autorización para la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Firmado por LINARES HURTADO JOSE IGNACIO - ***2269** el día 30/05/2026 con un certificado emitido por AC FNMT Usuarios

Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado Fecha: 01/

Y CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

Raúl Robledo Cabezuela

CN=Raúl Robledo Cabezuela, E=rrobledo@comillas.edu
Estoy aprobando este documento con mi firma legalmente vinculante
2026.05.30 19:24:25+02'00'

Fdo.: Raúl Robledo Cabezuela Fecha: 01/ 06/ 2026

COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA
ICAI

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Almacenamiento de energía mediante compresión de CO2 (CCDES)

Autor: Andrea García Fernández

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-director: Raúl Robledo Cabezuela

Madrid

Junio de 2026

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más sincero agradecimiento a CADE Soluciones de Ingeniería, en especial a Raúl Robledo Cabezuela, por haber confiado en mí para el desarrollo de este proyecto y por brindarme la oportunidad de formar parte de un entorno tan enriquecedor profesionalmente.

De manera muy especial, quiero agradecer al doctor José Ignacio Linares, por su guía y apoyo constante durante todo el desarrollo del trabajo. Gracias por dedicarme siempre el tiempo necesario, por compartir conmigo tus conocimientos y por haber despertado aún más mi interés por este campo.

También quiero agradecer a ICAI (Universidad Pontificia Comillas) por la formación recibida y por haber contribuido a mi crecimiento tanto académico como personal a lo largo de estos años.

Por último, gracias a mis padres, Ana y Mario, por haber hecho posible todo esto. Gracias por vuestro apoyo incondicional, vuestra confianza y vuestro esfuerzo constante a lo largo de toda mi vida. Sin vosotros, nada de esto habría sido posible.

ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA MEDIANTE COMPRESIÓN DE CO_2 (CCDES)

Autor: García Fernández, Andrea.
Director: José Ignacio Linares Hurtado.
Co-Director: Raúl Robledo Cabezuela.
Entidad Colaboradora: CADE Soluciones de Ingeniería S.L. / ICAI.

RESUMEN DEL PROYECTO

En este trabajo se desarrolla un sistema CCDES basado en un ciclo Brayton cerrado con CO_2 supercrítico. Tras comparar distintas configuraciones, se selecciona la alternativa más viable técnica y económicamente. El estudio incluye el análisis termodinámico, el diseño de tuberías y prediseño de turbomáquinas y la estimación económica del sistema, obteniéndose para la configuración CSSA un LCOE de 84,97 €/MWh en una planta de 50 MW.

Palabras clave: CO_2 supercrítico, ciclo Brayton, almacenamiento energético, CCDES, LCOE.

1. Introducción

El panorama energético actual está condicionado por el cambio climático, el crecimiento de la población mundial, el aumento del consumo energético y la finitud de los recursos fósiles. Ante esta situación, la transición hacia fuentes de energía renovable se presenta como una necesidad fundamental. Sin embargo, la integración de estas tecnologías en el sistema energético resulta compleja debido a su carácter intermitente y dependiente de las condiciones ambientales. En este contexto, el almacenamiento de energía adquiere un papel clave para garantizar la estabilidad y flexibilidad del sistema energético.

2. Definición del proyecto

Una de las soluciones más prometedoras para la generación y almacenamiento de energía es el ciclo Brayton con CO_2 supercrítico. A diferencia de los ciclos Brayton convencionales, el empleo de CO_2 cerca de su punto crítico permite reducir significativamente el trabajo de compresión gracias a su elevada densidad y bajo volumen específico, mejorando así el rendimiento global del sistema.

El almacenamiento energético asociado a este tipo de ciclos representa un aspecto clave para garantizar su viabilidad y flexibilidad operativa. En aplicaciones de elevadas presiones de operación, el almacenamiento mediante racks de botellas presurizadas constituye una solución especialmente interesante debido a su flexibilidad, facilidad de integración en planta y capacidad para operar a altas presiones.

En este contexto, el presente trabajo desarrolla y analiza un sistema de almacenamiento energético mediante compresión de CO_2 (CCDES) basado en un ciclo Brayton cerrado con CO_2 supercrítico. Para ello, se desarrollan distintas configuraciones termodinámicas del ciclo y se realiza un análisis comparativo con el objetivo de seleccionar la alternativa más adecuada desde el punto de vista técnico y económico.

Además del análisis termodinámico, el trabajo incluye el prediseño de tuberías y turbomáquinas, una estimación de costes y un estudio de mercado orientado a evaluar la viabilidad de implantación de la tecnología propuesta.

3. Descripción del modelo

El modelo desarrollado parte de un ciclo Brayton cerrado compuesto por un compresor, una turbina, una fuente térmica, varios intercambiadores de calor (recuperador y precooler) y un sistema de almacenamiento mediante tanques presurizados. El funcionamiento del sistema se divide en dos fases diferenciadas: carga y descarga. En la primera se lleva a cabo la compresión, almacenando el CO_2 resultante en el tanque de alta presión. En la segunda fase se libera el gas comprimido y se turbina, generando así electricidad.

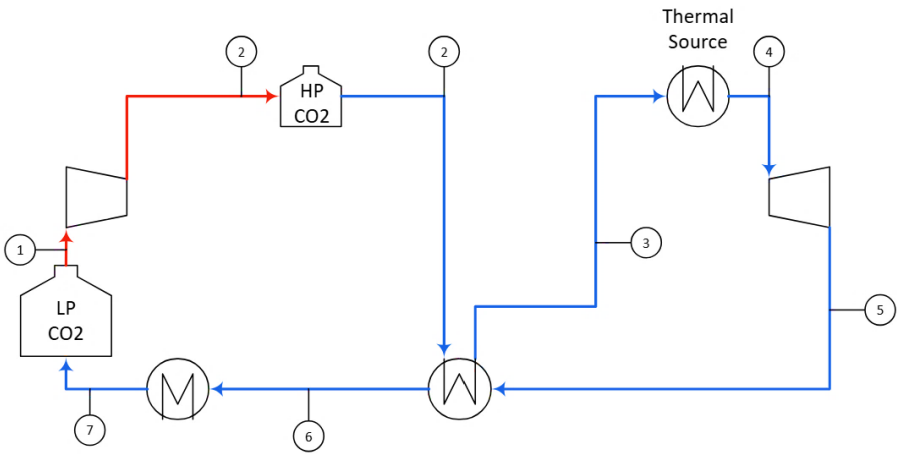


Figura 1 Esquema modelo simplificado ciclo Brayton

A partir del modelo termodinámico inicial se desarrollan distintas configuraciones orientadas a mejorar la eficiencia y la viabilidad del sistema. Para la configuración seleccionada, se realizan los cálculos termodinámicos completos del ciclo, así como el prediseño de tuberías y turbomáquinas. Finalmente, se lleva a cabo una estimación económica y un estudio de mercado para evaluar la competitividad de la tecnología propuesta.

4. Resultados

Tras el análisis comparativo de las distintas configuraciones estudiadas, la alternativa seleccionada es el Ciclo Simple Sin Agua (CSSA), debido a su equilibrio entre simplicidad, coste y rendimiento. Aunque la configuración con recompresión (CR) mejora el aprovechamiento térmico del ciclo, presenta una mayor complejidad y un incremento del coste global del sistema.

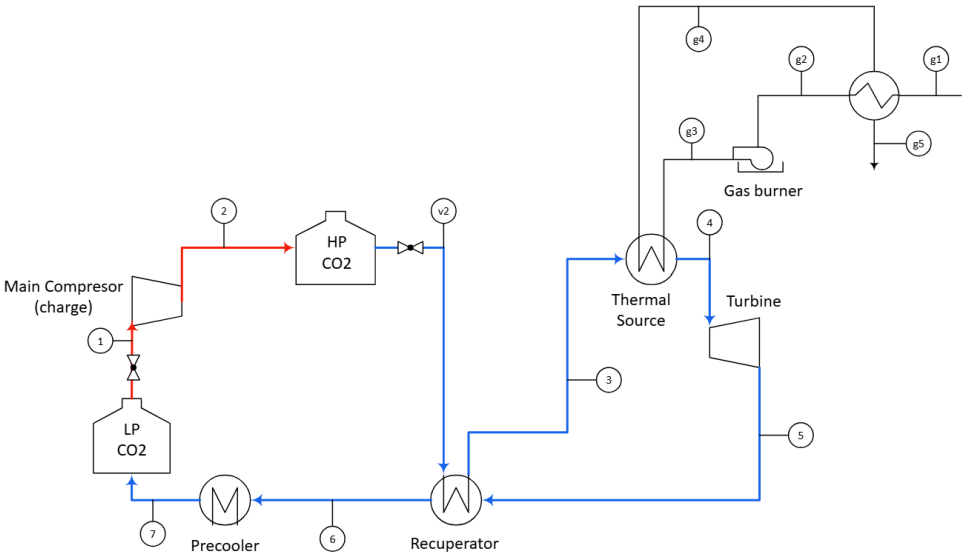


Figura 2 Esquema configuración final: CSSA

Desde el punto de vista económico, para una planta representativa de 50 MW se obtiene un LCOE de 84,97 €/MWh, valor competitivo para una tecnología emergente de almacenamiento energético. Además, el análisis de combustibles muestra que el biogás procedente de desgasificación de vertedero constituye la alternativa más adecuada para el aporte térmico del sistema, debido a su disponibilidad y menor coste asociado.

Tabla 1 Propiedades termodinámicas del ciclo en configuración CSSA y 50MW

Punto del Ciclo	*h [kJ/kg]*	*p [bar]*	*T [ºC]*
[1]	*-235,20*	*85,00*	*28,02*
[2]	*-203,20*	*300,00*	*56,87*
[3]	*305,80*	*225,40*	*371,90*
[4]	*514,40*	*220,90*	*540,00*
[5]	*418,50*	*104,10*	*452,20*
[6]	*-90,52*	*102,00*	*58,54*
[7]	*-235,20*	*100,00*	*30,00*

Tabla 2 Resultados técnicos del ciclo en configuración CSSA y 50MW

Parámetro	*Resultado*	*Fase*
$\dot{W}_c$	*49,958 MW*	*Carga*
$\dot{W}_t$	*50,000 MW*	*Descarga*
$V_{HP-total}$	*39,950 m^3*	*Carga*
$V_{LP-total}$	*67,540 m^3*	*Descarga*
$\dot{m}_c$	*1563 kg/s*	*Carga*
$\dot{m}_d$	*521kg/s*	*Descarga*

Tabla 3 Diseño tuberías del ciclo en configuración CSSA y 50MW

Tramo	*Nº tuberías*	*DN [mm]*	*Schedule*
1-2	*1*	*750*	*20*
2-3	*1*	*600*	*80*
3-4	*1*	*550*	*60*
4-4	*1*	*600*	*60*
5-6	*1*	*750*	*30*
6-7	*1*	*550*	*20*
7-1	*1*	*450*	*20*

Tabla 4 Parámetros prediseño turbomáquinas: compresor y turbina

Etapa	*Compresor*	*Turbina*
w_s	*0,72*	*0,45*
D_s	*3,83*	*4,89*
η	*90%*	*80%*

Tanto el compresor como la turbina tienen configuración radial, una única etapa y una velocidad de rotación de 10000 rpm.

5. Conclusiones

Los resultados obtenidos permiten concluir que los sistemas CCDES basados en ciclos Brayton cerrados con CO_2 supercrítico constituyen una alternativa técnicamente viable para aplicaciones de almacenamiento energético.

Entre las configuraciones analizadas, el ciclo CSSA presenta el mejor compromiso entre eficiencia, simplicidad y viabilidad económica, permitiendo reducir la complejidad del sistema sin penalizar significativamente el rendimiento energético.

Asimismo, el empleo de biogás se identifica como la alternativa más adecuada, al combinar un bajo coste, especialmente cuando se aprovechan infraestructuras existentes, y una disponibilidad razonable.

En conjunto, el sistema propuesto presenta un elevado potencial como solución de almacenamiento energético flexible y de bajas emisiones, capaz de contribuir a la integración de energías renovables y a la descarbonización del sistema eléctrico.

ENERGY STORAGE THROUGH CO_2 COMPRESSION (CCDES)

Author: García Fernández, Andrea.
Supervisor: José Ignacio Linares Hurtado.
Co-Supervisor: Raúl Robledo Cabezuela.
Collaborating Entity: CADE Soluciones de Ingeniería S.L. / ICAI.

ABSTRACT

In this work, a CCDES system based on a closed Brayton cycle with supercritical CO_2 is developed. After comparing different configurations, the most technically and economically viable alternative is selected. The study includes thermodynamic analysis, piping design and preliminary turbomachinery design, and the economic estimation of the system, obtaining for the CSSA configuration an LCOE of 84,97 €/MWh in a 50 MW plant.

Keywords: supercritical CO_2, Brayton cycle, energy storage, CCDES, LCOE.

1. Introduction

The current energy landscape is shaped by climate change, global population growth, increasing energy consumption, and the finite nature of fossil resources. Faced with this situation, the transition towards renewable energy sources emerges as a fundamental necessity. However, the integration of these technologies into the energy system is complex due to their intermittent nature and dependence on environmental conditions. In this context, energy storage plays a key role in ensuring the stability and flexibility of the energy system.

2. Project definition

One of the most promising solutions for energy generation and storage is the Brayton cycle with supercritical CO2. Unlike conventional Brayton cycles, the use of CO2 near its critical point allows a significant reduction in compression work due to its high density and low specific volume, thus improving the overall system efficiency.

The energy storage associated with this type of cycle represents a key aspect to ensure its viability and operational flexibility. In applications with high operating pressures, storage using racks of pressurized bottles constitutes a particularly interesting solution due to its flexibility, ease of integration into the plant, and ability to operate at high pressures.

In this context, this work develops and analyses an energy storage system through CO2 compression (CCDES) based on a closed Brayton cycle with supercritical CO2. To this end, different thermodynamic configurations of the cycle are developed, and a comparative analysis is carried out with the aim of selecting the most appropriate alternative from a technical and economic point of view.

In addition to the thermodynamic analysis, the work includes the preliminary design of piping and turbomachinery, a cost estimation, and a market study aimed at evaluating the feasibility of implementing the proposed technology.

3. Description of the model

The developed model is based on a closed Brayton cycle composed of a compressor, a turbine, a thermal source, several heat exchangers (recuperator and precooler), and a storage system using pressurized tanks. The operation of the system is divided into two distinct phases: charging and discharging. In the first, compression is carried out, storing the resulting CO2 in the high-pressure tank. In the second phase, the compressed gas is released and expanded in the turbine, thus generating electricity.

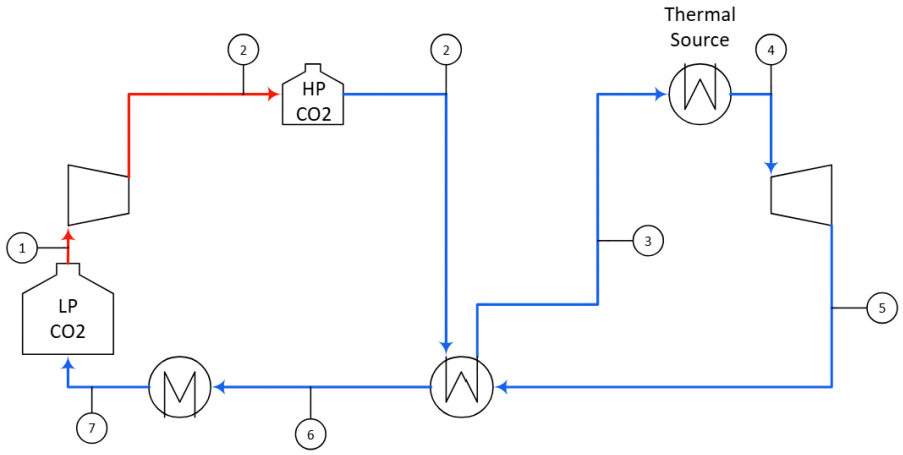


Figure 1 Simplified Brayton cycle model scheme

From the initial thermodynamic model, different configurations are developed aimed at improving the efficiency and viability of the system. For the selected configuration, the complete thermodynamic calculations of the cycle are performed, as well as the preliminary design of piping and turbomachinery. Finally, an economic estimation and a market study are carried out to evaluate the competitiveness of the proposed technology.

4. Results

After the comparative analysis of the different configurations studied, the selected alternative is the Simple Cycle Without Water (CSSA), due to its balance between simplicity, cost, and performance. Although the recompression configuration (CR) improves the thermal utilization of the cycle, it presents greater complexity and an increase in the overall cost of the system.

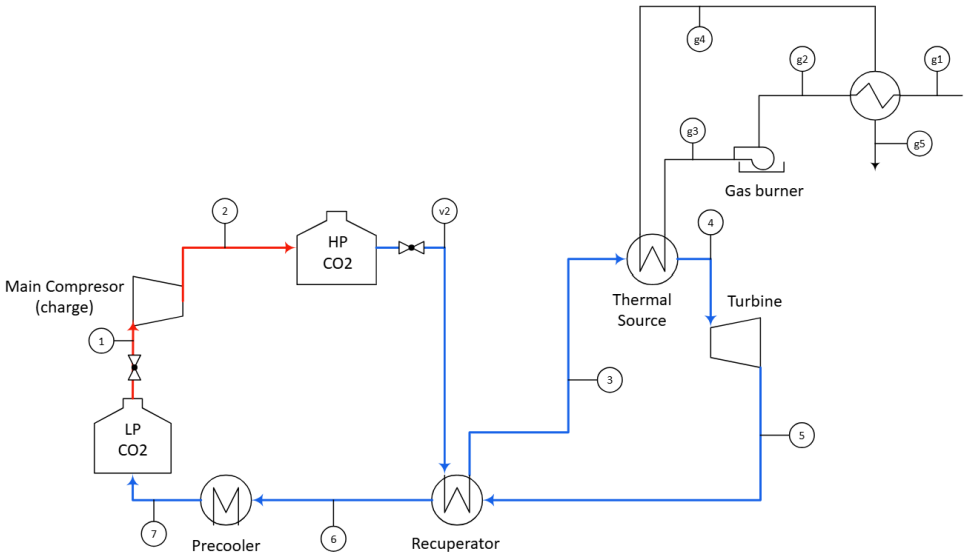


Figure 2 Final configuration scheme: CSSA

From an economic point of view, for a representative 50 MW plant, an LCOE of 84.97 €/MWh is obtained, a competitive value for an emerging energy storage technology. In addition, the fuel analysis shows that biogas from landfill degassing constitutes the most suitable alternative for the thermal input of the system, due to its availability and lower associated cost.

Table 1 Thermodynamic properties of the cycle in CSSA configuration and 50 MW

Cycle Point	*h [kJ/kg]*	*p [bar]*	*T [ºC]*
[1]	*-235,20*	*85,00*	*28,02*
[2]	*-203,20*	*300,00*	*56,87*
[3]	*305,80*	*225,40*	*371,90*
[4]	*514,40*	*220,90*	*540,00*
[5]	*418,50*	*104,10*	*452,20*
[6]	*-90,52*	*102,00*	*58,54*
[7]	*-235,20*	*100,00*	*30,00*

Table 2 Technical results of the cycle in CSSA configuration and 50 MW

Parameter	*Result*	*Phase*
$\dot{W}_c$	*49,958 MW*	*Carga*
$\dot{W}_t$	*50,000 MW*	*Descarga*
$V_{HP-total}$	*39,950 m^3*	*Carga*
$V_{LP-total}$	*67,540 m^3*	*Descarga*
$\dot{m}_c$	*1563 kg/s*	*Carga*
$\dot{m}_d$	*521kg/s*	*Descarga*

Table 3 Piping design of the cycle in CSSA configuration and 50 MW

Section	*N° pipes*	*DN [mm]*	*Schedule*
1-2	*1*	*750*	*20*
2-3	*1*	*600*	*80*
3-4	*1*	*550*	*60*
4-4	*1*	*600*	*60*
5-6	*1*	*750*	*30*
6-7	*1*	*550*	*20*
7-1	*1*	*450*	*20*

Table 4 Preliminary turbomachinery design parameters: compressor and turbine

Section	*Compressor*	*Turbine*
w_s	*0,72*	*0,45*
D_s	*3,83*	*4,89*
η	*90%*	*80%*

Both the compressor and the turbine have a radial configuration, a single stage, and a rotational speed of 10000 rpm.

5. Conclusions

The results obtained allow concluding that CCDES systems based on closed Brayton cycles with supercritical CO_2 constitute a technically viable alternative for energy storage applications.

Among the analysed configurations, the CSSA cycle presents the best compromise between efficiency, simplicity, and economic viability, allowing the reduction of system complexity without significantly penalizing energy performance.

Likewise, the use of biogas is identified as the most suitable alternative, as it combines low cost, especially when existing infrastructure is utilized, and reasonable availability.

Overall, the proposed system presents high potential as a flexible, low-emission energy storage solution, capable of contributing to the integration of renewable energies and to the decarbonization of the electrical system.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción 6

1.1 Situación Energética Actual 6

1.2 Motivación del Proyecto 8

1.3 Objetivos de Desarrollo Sostenible 9

Capítulo 2. Estado de la Cuestión 11

2.1 Ciclo de Brayton 11

2.2 CO_2 Supercrítico 12

2.3 Almacenamiento de Energía 13

2.3.1 Almacenamiento por Aire Comprimido (CAES) 13

2.3.2 Los Sistemas de Almacenamiento de CO_2 16

2.3.3 Tecnologías Relacionadas: El Ciclo Allam 18

2.4 Fuente Térmica: Combustibles 20

2.4.1 Biomasa 20

2.4.2 Biogás 20

2.5 Acumulador Hidráulico 21

Capítulo 3. Metodología 23

3.1 Ciclos Estudiados 23

3.1.1 Modelo Básico 23

3.1.2 Modelo Avanzado 27

3.1.3 Ecuaciones Termodinámicas 35

3.1.4 Inversiones Elementos Ciclo 36

3.1.5 Hipótesis Económicas 37

3.2 Diseño Tuberías 39

3.3 Prediseño Turbomáquinas 41

Capítulo 4. Configuraciones Analizadas 43

4.1 Modelo Básico: CS y CSSA 43

4.2 Modelo Avanzado: CSSA y CR 48

Capítulo 5. Ciclo Brayton: Diseños 53

5.1 Resultados CSSA 53

5.2 Diseño Tuberías 58

5.3 Prediseño Turbomáquinas 59
5.4 Estimación económica 67

Capítulo 6. Análisis Económico 69

6.1 Combustible 69
6.1.1 Biogás en Mercado Primario 69
6.1.2 Hibridación Biometano / Gas Natural 72
6.1.3 Alternativa al Gas de Vertedero: Gas de Refinería 73
6.2 Benchmarking 77
6.3 Planta Piloto 79

Capítulo 7. Conclusiones y Trabajos Futuros 83

Capítulo 8. Bibliografía 86

Índice de figuras

Figura 1-1. Generación de electricidad mundial por tipo de fuente de energía [1] 7
Figura 1-2 Objetivos de Desarrollo Sostenible 9
Figura 2-1 Ciclo Brayton Abierto y Cerrado. Gráfico P-V y esquema 11
Figura 2-2 Funcionamiento sistema CAES convencional 14
Figura 2-3 Funcionamiento sistema CAES adiabático 15
Figura 2-4 Almacenamiento geológico en acuíferos salinos 17
Figura 2-5 Botellas presurizadas agrupadas en racks 18
Figura 2-6 Ciclo Allam de la planta piloto de Net Power 19
Figura 2-7 Acumulador hidráulico de Roth Hydraulics 22
Figura 3-1 Ciclo Simple: esquema 25
Figura 3-2 Ciclo Simple Sin Agua: esquema 26
Figura 3-3 Ciclo Simple Sin Agua: esquema avanzado 29
Figura 3-4 Costes orientativos de la producción de biogás 31
Figura 3-5 Coste medio mensual gas natural en 2025 32
Figura 3-6 Ciclo Recompresión 33
Figura 3-7 Coste de la electricidad por horas de un día medio en cada estación 38
Figura 4-1 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple con Biomasa 43
Figura 4-2 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple Sin Agua con Biomasa 44
Figura 4-3 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple con Biometano 44
Figura 4-4 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple Sin Agua con Biometano 45
Figura 4-5 Desglose LCOE del Biogás de FORSU o EDAR 48
Figura 4-6 Desglose LCOE del Biogás de purines 49
Figura 4-7 Desglose LCOE del Biogás de desgasificación de vertedero 49
Figura 4-8 Desglose LCOE del Biogás de rastrojo de cereal 50
Figura 4-9 Desglose LCOE del Gas Natural 50
Figura 5-1 Balance energético diario ciclo Brayton 56
Figura 5-2 Diagrama Sankey ciclo Brayton 57
Figura 5-3 Rangos de velocidad específica para turbomáquinas de alta eficiencia 62

Figura 5-4 Velocidad específica en función de la velocidad de rotación y el nº de etapas de compresión del compresor 63
Figura 5-5 Velocidad específica en función de la velocidad de rotación y el nº de etapas de expansión de la turbina 64
Figura 5-6 Diagrama de Baljé para compresores 65
Figura 5-7 Diagrama de Baljé para turbinas radiales 66
Figura 6-1 Reparto de ingresos de baterías standalone o hibridadas en Estados Unidos 71
Figura 6-2 Producción de hidrógeno en España en 2023 74
Figura 6-3 Desglose del LCOE para baterías *standalone* de 100 MW y duraciones de 2 y 4 horas..... 79
Figura 6-4 Tamaño medio plantas biometano en funcionamiento en España 80
Figura 6-5 Desglose LCOE del biogás de desgasificación de vertedero (5 MW) 81
Figura 6-6 Sistema de 8MW de ECHOGEN..... 82

Índice de tablas

Tabla 3-1 Ecuaciones para cálculo de OPEX de O&M, Combustible y Electricidad 27
Tabla 3-2 Costes medios del biogás procedente de diferentes sustratos 32
Tabla 3-3 Ecuaciones termodinámicas elementos ciclo 35
Tabla 3-4 Correlaciones específicas de inversiones para ciclos de CO_2 36
Tabla 4-1 Resultados CS con biomasa 45
Tabla 4-2 Resultados CSSA con biomasa 46
Tabla 4-3 Resultados CS con biometano 46
Tabla 4-4 Resultados CSSA con biometano 46
Tabla 4-5 Resultados CR para 50 W y 250 MW 51
Tabla 4-6 Resultados CSSA para 50 MW y 250 MW 51
Tabla 5-1 Propiedades en cada punto del ciclo CSSA 53
Tabla 5-2 Resultados económicos ciclo CSSA 54
Tabla 5-3 Resultados técnicos ciclo CSSA 55
Tabla 5-4 Propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo CSSA para diseño de tuberías 58
Tabla 5-5 Diseño tuberías por tramos 59
Tabla 5-6 Propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo CSSA para prediseño turbomáquinas 60
Tabla 5-7 Flujos volumétricos en el compresor 61
Tabla 5-8 Flujos volumétricos en la turbina 61
Tabla 5-9 Resumen prediseño de turbomáquinas 66
Tabla 5-10 Parámetros para estimación económica 67
Tabla 6-1 Comparativa de rentabilidad según la tarifa punta para que el VAN sea igual a cero 70
Tabla 6-2 Comparativa de coste y emisiones específicas para la hibridación de biometano y gas natural 73
Tabla 6-3 Análisis de disponibilidad de combustible por refinerías 75

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 SITUACIÓN ENERGÉTICA ACTUAL

El panorama energético actual está condicionado por tres importantes factores. En primer lugar, el **cambio climático** derivado de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), responsable del calentamiento global. Este fenómeno constituye un problema que se lleva muchos años intentando resolver mediante el uso de energías renovables, las cuales, por el momento no han logrado sustituir a las fósiles y cuya integración en el mix energético sigue teniendo un amplio potencial de mejora.

El segundo factor es el **crecimiento de la población** mundial, que provoca que la demanda energética global continúe en aumento. Además, dicha demanda también se ve afectada por el **aumento de energía consumida per cápita**. Es decir, cada vez hay más población que requiere energía y, al mismo tiempo, la cantidad de energía demandada por persona es cada vez mayor.

Finalmente, y ligado al aumento de la demanda, se encuentra el factor de la **finitud de los recursos energéticos fósiles**. Aunque aún existen reservas, estas son cada vez menos accesibles, lo que incrementa los costes asociados a la extracción de los recursos. Con respecto a las energías renovables, resulta llamativo que, en lugar de sustituir parcialmente a los recursos fósiles, su desarrollo se ha sumado al incremento de la demanda energética. En cualquier caso, es necesario continuar con el desarrollo y la integración de dichas energías, procurando perfeccionar las tecnologías para que resulten económicamente rentables sin necesidad de subvenciones y manteniendo siempre como objetivo la consecución de las emisiones neutras.

En la Figura 1-1 se puede observar la generación de electricidad mundial en TWh por tipo de fuente de energía[1]. En ella se observa que desde 2010 hasta 2025 la cantidad de energía proveniente de fuentes renovables ha ido creciendo, sin embargo, la energía proveniente de fuentes fósiles también ha aumentado, aunque a menor ritmo, en vez de disminuir.

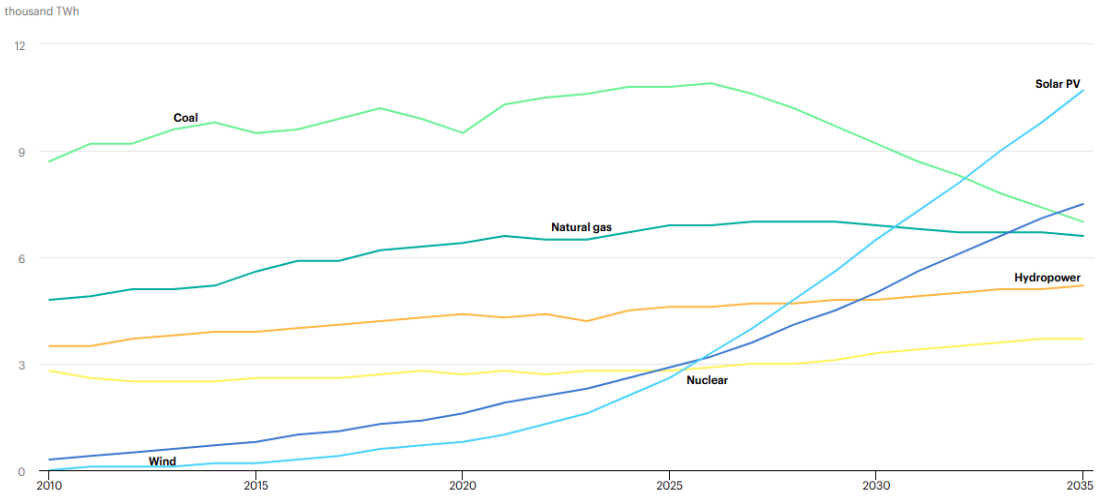


Figura 1-1. Generación de electricidad mundial por tipo de fuente de energía [1]

También hay que destacar que el escenario previsto para los próximos diez años con las políticas actuales significaría un avance en la transición, en cualquier caso, lento y aún lejos de alcanzar el objetivo de emisiones cero.

El foco para superar la **crisis climática y energética** en la que nos encontramos reside en la reducción de emisiones de carbono y el aumento de la eficiencia energética. Entre la amplia variedad de soluciones que están actualmente disponibles o en fase de desarrollo, destaca la **captura y almacenamiento de dióxido de carbono (CO_2)**, una tecnología que permite ir un paso más allá en la mitigación del cambio climático. Esta técnica consiste en capturar dicho gas, que normalmente se

[1] (IEA, 2024)

libera a la atmósfera como residuo tras un proceso de combustión, y almacenarlo con el objetivo de evitar su emisión directa y posibilitar su utilización posterior.

Además, la intermitencia de las **energías renovables** convierte el almacenamiento energético en un aspecto fundamental para lograr su plena **integración en el mix energético**. El almacenamiento permite conservar los excedentes de producción renovable generados en los periodos de alta disponibilidad, de modo que puedan ser utilizados en aquellos momentos en los que la generación sea inferior que la demanda.

1.2 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El **biogás** se considera una fuente de energía renovable y sostenible, y su utilización en ciclos termodinámicos como el ciclo Brayton permite aprovechar una fuente de energía limpia y compatible con infraestructuras ya existentes si el biogás es enriquecido a biometano, facilitando la transición hacia un **modelo energético descarbonizado**. En este proyecto, se utilizará el biogás (en algunos escenarios enriquecido a biometano) como combustible principal del ciclo a diseñar, contribuyendo a la **reducción de emisiones** y a la búsqueda de alternativas que frenen en calentamiento global. El **almacenamiento energético** juega un papel clave en la transición energética, ya que permite **gestionar los excedentes** de energía renovable y **garantizar un suministro fiable** incluso en los momentos de baja generación.

La motivación para el desarrollo de este trabajo es precisamente **contribuir**, en la medida de lo posible, al desarrollo de soluciones que mejoren la crisis climática y energética actual. Dichas crisis tienen un alto impacto en la vida de las personas y por ello conviene trabajar por mejorar la situación y lograr tener un **futuro mejor** para la humanidad.

En resumen, este trabajo pretende tener un **impacto positivo** en el planeta mediante el uso de energías renovables y alternativas no contaminantes en el **sector energético**.

1.3 OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE

Figura 1-2 Objetivos de Desarrollo Sostenible [2]

Estos objetivos representan un marco de referencia fundamental para el análisis de los principales retos globales contemporáneos. Aunque existe una interdependencia entre los distintos ODS, el presente análisis se centra específicamente en aquellos que guardan una relación más directa con el objeto de estudio.

- **Energía asequible y no contaminante**

Nº7. Contribución para acelerar la transición energética, apostando por energías renovables y adoptando una tecnología e infraestructura de energías limpias.

[2] (Naciones Unidas)

- **Industria, innovación e infraestructura**

Nº9. Desarrollo innovador que mira hacia una posible descarbonización de la industria, promoviendo una industrialización sostenible.

- **Producción y consumo responsables**

Nº12. Se va a diseñar un ciclo Brayton que destaca por la búsqueda de eficiencia y el aprovechamiento de recursos existentes.

- **Acción por el clima**

Nº13. Como ya se mencionó en la motivación del trabajo, principalmente se pretende contribuir en la medida de lo posible en la búsqueda de una solución que mejore la crisis climática y energética.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

2.1 CICLO DE BRAYTON

El ciclo Brayton es un **ciclo termodinámico** que tiene sus orígenes en el llamado motor de Brayton. Este era un motor de combustión constante que fue desarrollado en 1872 por George Brayton. Hasta entonces, los motores eran de combustión intermitente, como los del ciclo Otto. Los primeros diseños fueron de combustión externa y rápidamente evolucionaron hacia sistemas de combustión interna con compresores y turbinas, lo que sentó las bases de las turbinas de gas modernas. [3]

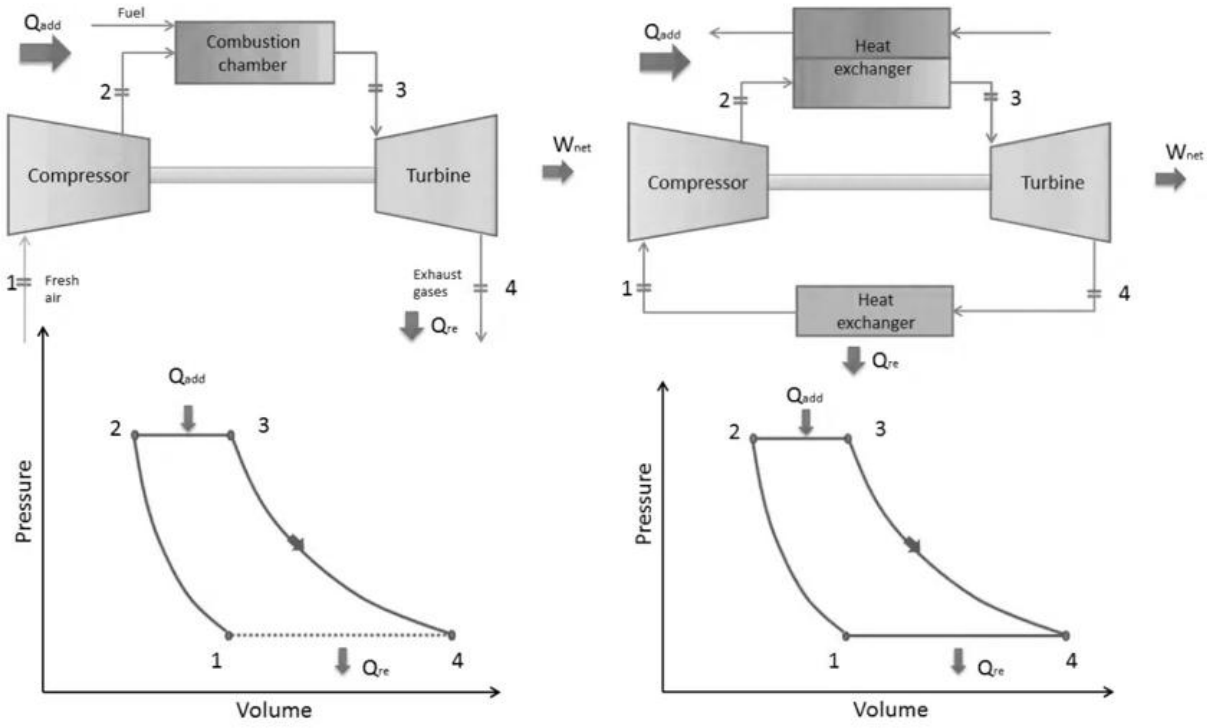


Figura 2-1 Ciclo Brayton Abierto y Cerrado. Gráfico P-V y esquema

[3] (Enfisica, 2025)

En la Figura 2-1 [4] se observa a la izquierda el **ciclo abierto** y a la derecha el **ciclo cerrado**. Ambos formados por compresor y turbina, con la diferencia de que en el caso del ciclo cerrado se sustituye la cámara de combustión por un intercambiador de calor ya que el fluido que circula en este caso es el mismo continuamente.

En cuanto al diagrama P-V se observa que los dos ciclos siguen el mismo proceso:

1-2 : Compresión isentrópica en el compresor
2-3: Calentamiento isobárico tras la combustión o en el intercambiador
3-4: Expansión isentrópica en la turbina
4-1: Enfriamiento isobárico en intercambiador (únicamente en el cerrado)

El ciclo Brayton describe el funcionamiento ideal de una turbina de gas, en la cual la energía química del combustible se transforma en trabajo mecánico mediante la compresión, la combustión (o el calentamiento) y la expansión del fluido de trabajo. Este trabajo puede aprovecharse directamente para generar energía eléctrica.

2.2 CO_2 SUPERCRÍTICO

El principal inconveniente del ciclo Brayton convencional es que el trabajo requerido por el compresor representa una fracción muy significativa del trabajo total producido por la turbina (superior al 50%). Por esta razón, resulta necesario elevar considerablemente la temperatura de entrada a la turbina para alcanzar rendimientos aceptables. Este elevado consumo del compresor se debe al alto volumen específico del aire que atraviesa el compresor.

Una forma de superar esta limitación consiste en emplear un **ciclo cerrado**, en el que la presión de salida del sistema se mantiene superior a la atmosférica y en el que el fluido

[4] (Thermal Engineering, 2020)

de trabajo sea CO_2 en **estado supercrítico**. Dado que el punto crítico del CO_2 se encuentra a 31ºC y 74 bar, se consigue que, a la entrada al compresor (tras su paso por el precooler), el fluido se encuentre en estado supercrítico. En estas condiciones, el CO_2 presenta una alta densidad, similar a la de un líquido, y una baja viscosidad, comparable a la de un gas.

Ese **reducido valor de volumen específico** permite disminuir de forma notable el consumo del compresor, incrementando así la eficiencia global del ciclo. Gracias a ello, el sistema puede operar a temperaturas de entrada en turbina tan bajas como 500ºC, valores que serían inviables en un ciclo Brayton convencional. Además, la **elevada densidad del CO_2** conduce a turbomáquinas más compactas, lo que redunda en una respuesta dinámica rápida de estos sistemas y en un diseño de planta más reducido y eficiente.

2.3 ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

El almacenamiento de energía constituye un elemento clave para la integración de fuentes renovables y para el desarrollo de sistemas avanzados basados en CO_2 supercrítico. En el marco de los sistemas termo-mecánicos, el almacenamiento puede dividirse en dos categorías principales: el almacenamiento mediante compresión de un fluido y el almacenamiento térmico. La primera incluye tecnologías como el **CAES**, donde la energía se almacena en forma de aire comprimido en cavernas o depósitos presurizados, mientras que la segunda engloba sistemas **TES** basados en calor sensible, latente o termoquímico. La primera categoría es de gran relevancia para este trabajo, por lo que se explicará en detalle.

2.3.1 ALMACENAMIENTO POR AIRE COMPRIMIDO (CAES)

El almacenamiento por aire comprimido consiste en **acumular energía en forma de aire a presión** dentro de cavidades subterráneas o depósitos sellados. El proceso consta de dos etapas. En la primera, cuando la oferta de energía es mayor que la demanda, se procede a hacer la **carga**. Consiste en utilizar la energía de los excedentes de electricidad para comprimir aire y almacenarlo en el subsuelo. En la segunda, cuando la demanda de energía aumenta se hace la **descarga**. El aire que está comprimido y almacenado se libera y se

calienta, moviendo una turbina que genera electricidad. Este ciclo **permite equilibrar la red eléctrica** y reducir el desperdicio de energía renovable en momentos de baja demanda.[5]

Existen tres tipos de almacenamiento CAES:

Convencional, que requiere combustibles fósiles para el calentamiento y alcanza eficiencias globales del 45–55 %. [6]

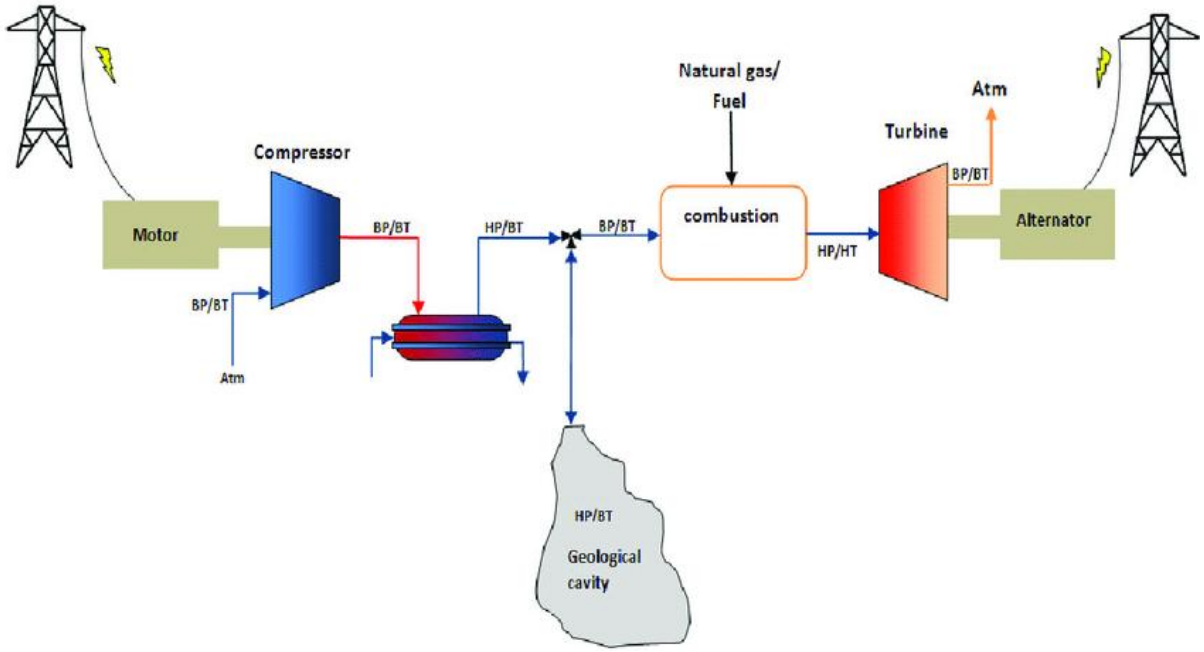


Figura 2-2 Funcionamiento sistema CAES convencional

Adiabático (A-CAES), que almacena el calor de compresión y lo reutiliza en la expansión, logrando hasta un 70 % sin emisiones. [7]

[5] (Informa Energía, 2026)
[6] (A. Kere et al., 2014)
[7] (A. Kere et al., 2014)

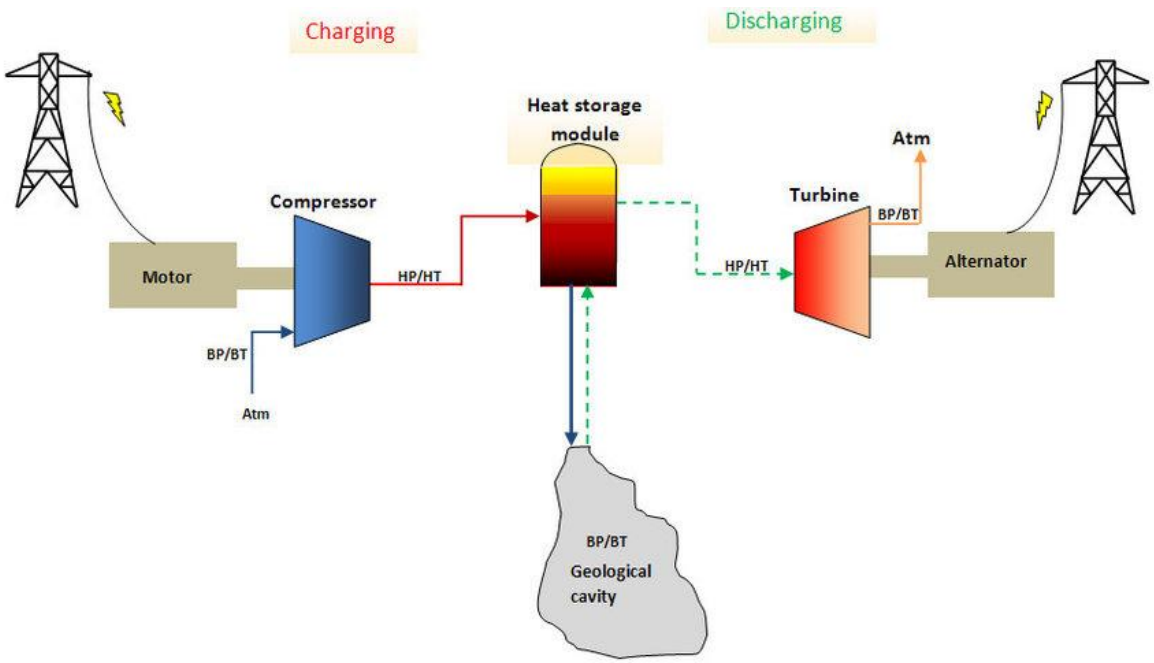


Figura 2-3 Funcionamiento sistema CAES adiabático

Isobárico o de nueva generación, basado en tanques presurizados modulares instalables en superficie.

Las principales ventajas de los sistemas CAES son la gran capacidad de almacenamiento, larga vida útil, bajo impacto ambiental y un coste competitivo frente a otras tecnologías a gran escala. A pesar de su potencial, se enfrenta a desafíos técnicos como una inversión inicial elevada y la necesidad de localizaciones geológicas adecuadas.

Sin embargo, los problemas asociados a la ubicación geológica son irrelevantes con los **CAES isobáricos**, que son la **opción análoga** al sistema que se plantea en este proyecto (compresión de CO_2 en vez de aire), porque la gestión de energía se hace mediante compresión en recipientes rígidos ubicados en la superficie.

2.3.2 LOS SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO DE CO_2

El almacenamiento constituye una etapa esencial dentro de los sistemas energéticos, permitiendo mantener el gas en condiciones seguras hasta su posterior aprovechamiento. Dependiendo de la escala del proyecto, la localización y las condiciones de operación, existen diferentes alternativas de almacenamiento con funcionalidades y características muy distintas:

Almacenamiento geológico. Es el método más extendido para el confinamiento permanente de gas (no aplicable, por tanto, a este proyecto) y se encuentra en desarrollo en numerosos países. En España, el método que mejor se adecúa es el almacenamiento geológico en **acuíferos salinos profundos**, constituidos por rocas porosas y permeadas que contienen agua de alta salinidad. Este sistema consiste en inyectar CO_2 supercrítico en dichas formaciones, donde queda atrapado.[8]

Entre sus ventajas destacan la gran capacidad de almacenamiento y la posibilidad de reutilizar infraestructuras existentes, como antiguos yacimientos de petróleo y gas natural ya explotados.

Sin embargo, presenta limitaciones como la disponibilidad geográfica y los altos costes de transporte, lo que reduce la viabilidad para instalaciones de pequeña escala.

En la Figura 2-4 [9] se muestra de manera esquemática un almacenamiento geológico en acuíferos salinos.

[8] (Andrés Pérez-Estaún)
[9] (Auli Niemi & Stockhoms Universitet, 2014)

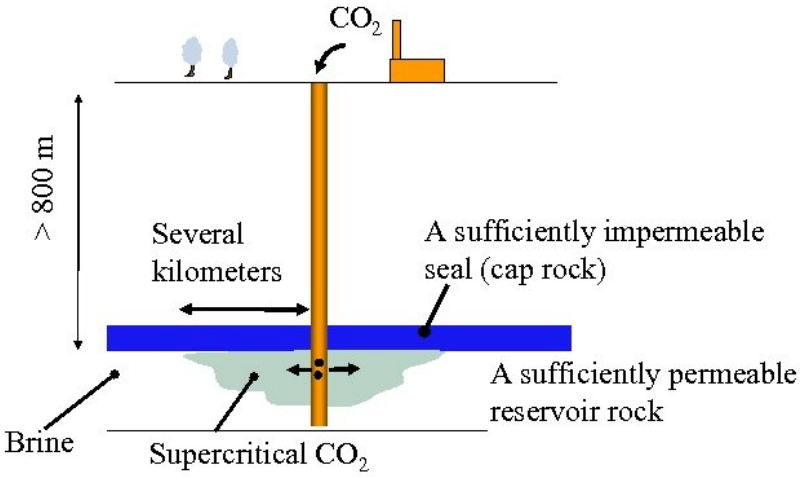


Figura 2-4 Almacenamiento geológico en acuíferos salinos

Existe también la posibilidad de **almacenamiento oceánico**, que teóricamente ofrece una gran capacidad, pero cuyo desarrollo se encuentra condicionado por la falta de conocimiento sobre los **impactos ambientales**, no recomendándose actualmente su implementación. [10]

Almacenamiento en tanques. Se emplean habitualmente para contener CO_2 a presiones moderadas. Este tipo de soluciones resulta adecuado para **instalaciones de baja presión**. Sin embargo, en aplicaciones que requieren presiones más elevadas, como las asociadas al CO_2 en estado supercrítico, los tanques convencionales dejan de ser viables desde el punto de vista estructural y de seguridad.

En estos casos se utilizan **botellas presurizadas** agrupadas en racks, como la que se muestra en la Figura 2-5 [11]. Este sistema está formado por recipientes cilíndricos de alta resistencia, diseñados para soportar presiones superiores a 200 bar, y permite escalar la capacidad simplemente variando el número de botellas. Su principal ventaja es la **flexibilidad**, ya que se pueden instalar directamente en la planta, reduciendo las necesidades logísticas y garantizando un control más preciso de las

[10] (Iñaki Adánez Rubio & Norvento enerxía, 2018)
[11] (WELDCOA)

condiciones de almacenamiento. Además, el **estado supercrítico del CO_2**, con su elevada densidad, reduce significativamente el volumen requerido, lo que resulta especialmente beneficioso para sistemas de almacenamiento compactos. Por estas razones, este será el sistema empleado en el proyecto, garantizando tanto la seguridad como la eficiencia en el almacenamiento de energía del ciclo Brayton con CO_2 supercrítico.

Figura 2-5 Botellas presurizadas agrupadas en racks

2.3.3 TECNOLOGÍAS RELACIONADAS: EL CICLO ALLAM

El **ciclo Allam**[12] es una tecnología referente en el uso industrial del CO_2 supercrítico. Se trata de un ciclo Brayton recuperativo de **combustión**, operado en un semicircuito cerrado, que utiliza **CO_2 supercrítico** como fluido de trabajo. Este diseño permite capturar prácticamente el total de las emisiones, entregando el CO_2 a alta presión directamente apto para su **almacenamiento geológico permanente.**

[12] (Rodney Allam, Scott Martin, Brock Forrest, Jeremy Fetvedt, Xijia Lu, David Freed, G.William Brown Jr., Takashi Sasaki, Masao Itoh, James Manning, 2016)

Este ciclo permite situar este trabajo dentro del **contexto tecnológico actual**, mostrando que existen sistemas que también requieren la gestión y el almacenamiento seguro de CO_2 a alta presión. Su presencia en la literatura técnica y en instalaciones piloto comerciales (Net Power) aporta una validación adicional a la utilización del CO_2 supercrítico en aplicaciones energéticas.

En la Figura 2-6 se puede ver el esquema del ciclo Allam de la **planta piloto de NET Power**[13]. Esta instalación, puesta en marcha en 2018 en La Porte (Texas), cuenta con una potencia térmica de 50 MW y ha acumulado más de 1600 horas de operación, logrando incluso sincronizarse con la red eléctrica de Texas (administrada por ERCOT) en 2021. La planta ha permitido confirmar la seguridad, estabilidad y viabilidad operativa del ciclo, constituyendo un paso clave hacia su despliegue a escala comercial.

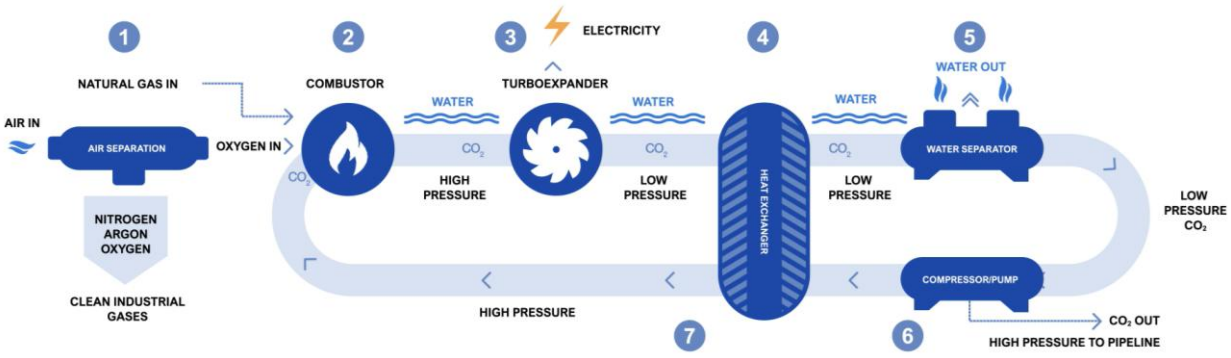


Figura 2-6 Ciclo Allam de la planta piloto de Net Power

[13] (Net Power)

2.4 FUENTE TÉRMICA: COMBUSTIBLES

2.4.1 BIOMASA

La biomasa[14] se presenta como una alternativa renovable y sostenible para alimentar la fuente térmica del ciclo Brayton. Su utilización ofrece **ventajas económicas significativas**, ya que, a lo largo de las últimas dos décadas, la biomasa ha mantenido una mayor estabilidad en sus precios en comparación con los combustibles fósiles, como el gas natural, que han experimentado fluctuaciones importantes. Esta característica convierte a la biomasa en una opción atractiva para industrias y plantas de generación que buscan reducir costes operativos al tiempo que disminuyen las emisiones de carbono.

Además, será necesario **evaluar la viabilidad técnica** de la biomasa en aplicaciones de alta temperatura, ya que se utiliza habitualmente en procesos con temperaturas de hasta 400 °C, por lo que es importante estudiar su comportamiento en el rango térmico del ciclo Brayton, para garantizar eficiencia energética y estabilidad en la operación del sistema. Esta limitación en temperatura se debe a las emisiones que se generan, conteniendo cloro y otras sustancias peligrosas para la caldera a temperaturas superiores a 400 °C.

2.4.2 BIOGÁS

El biogás se presenta como una alternativa renovable y sostenible para alimentar ciclos termodinámicos como el ciclo de Brayton. Tras una primera limpieza, el biogás resulta ser una mezcla de metano y CO_2, con una concentración de este último de aproximadamente el 40% en volumen. Esto hace que, si bien no puede inyectarse en la red de gas, sí puede emplearse localmente en quemadores. Para poder transportarlo por la red de gas natural es preciso llevar a cabo un proceso de enriquecimiento (**upgrading**) consistente en retirar el CO_2, obteniendo así el denominado **biometano**. Este gas posee una composición y poder calorífico muy similares a los del gas natural (GN), lo que no solo permite su **utilización**

[14] (aveBiom, E. S. E., 2024)

directa en sistemas de combustión sin necesidad de modificaciones de la tecnología, sino también su **hibridación con GN**.

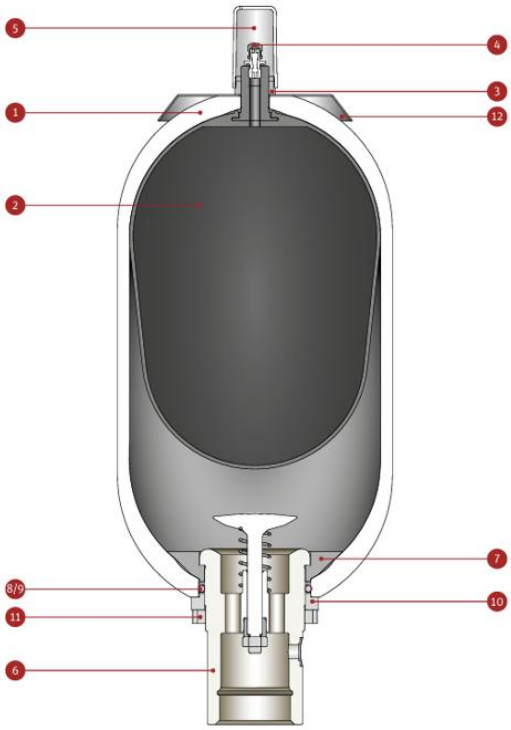
Esta compatibilidad facilita la integración progresiva de fuentes renovables en las infraestructuras existentes, permitiendo operar con diferentes proporciones de ambos gases en función de la disponibilidad. Se estudiará la posibilidad de emplear biometano cuando este se tome de la red; en caso contrario, se utilizará el biogás in-situ eliminando los costes asociados al upgrading y la inyección.

2.5 ACUMULADOR HIDRÁULICO

Los acumuladores hidráulicos[15] son elementos que **almacenan energía** dispuesta para ser restituida en un circuito según sea demandada. El almacenamiento puede tener lugar en forma de energía potencial (acumulador de gravedad), energía elástica-mecánica (acumulador de resorte) o **energía elástica-fluido** (acumulador de gas o hidroneumáticos). La gran variedad de aplicaciones de los acumuladores se puede agrupar en: reserva energética, compensación de fugas, accionamiento de dispositivos de seguridad, recuperación de energía y suspensión de vehículos.

En la Figura 2-7, se observa un acumulador de Roth Hydraulics empleado en circuitos oleohidráulicos a modo de ejemplo[16]. Este es del tipo acumulador de gas y funciona mediante la compresión y descompresión de un balón de nitrógeno según la cantidad de aceite disponible. La relevancia para este proyecto se encuentra en la utilidad de un sistema similar para la **gestión del almacenamiento de CO_2**. Este acumulador permite el almacenamiento en baja y alta presión, ya que como se puede observar el acumulador alcanza presiones de 330 bar.

[15] (Luis Manuel Mochón & Universidad Pontificia Comillas)
[16] (Roth Hydraulics)



Pos.	Denominación	Material
1	Envoltura del depósito	acero
2	Vejiga de elastómero	elastómero
3	Tuerca de sujeción	acero
4	Válvula en el lado del gas	acero inoxidable
5	Tapa protectora	PA6
6	Válvula en el lado del aceite	acero
7	Anillo dividido	acero / elastómero

Ejemplo: BLAK 50 - 330 - 22 - C+K -1- G - 50 - X - X - 30	
El producto de la denominación de pedido de ejemplo es:	
Tipo:	BLAK
Contenido de aceite:	50 litros
Presión:	330 bar
ø exterior:	22 cm
Material/revestimiento:	acero C / interior
Material de la vejiga:	estándar (NBR)
Conexión del aceite:	G2
Aceptación:	DGR
Material válvula de aceite:	acero inoxidable
Material válvula de gas:	acero inoxidable
Presión de llenado previo según deseo del cliente:	30 bar

Figura 2-7 Acumulador hidráulico de Roth Hydraulics

Capítulo 3. METODOLOGÍA

3.1 CICLOS ESTUDIADOS

3.1.1 MODELO BÁSICO

Modelo técnico

El modelo de partida es un ciclo Brayton, compuesto por un compresor, una turbina, una fuente térmica, varios intercambiadores (recuperador, precooler) y los tanques de almacenamiento. Se trabajará para las condiciones que permiten al CO_2 estar cerca del punto supercrítico (31ºC y 74 bar).

Los **rendimientos isentrópicos** serán 83% para el compresor y 87% para la turbina, pudiendo incrementarse para grandes tamaños a 88% y 92% respectivamente. La relación de presiones del compresor es de 250 bar / 85 bar.

La **fuente térmica** es la que impone la temperatura de entrada a la turbina, por lo que dependiendo del combustible variará. Los dos combustibles por estudiar son la biomasa y el biogás/biometano[17]. La biomasa limita la temperatura de entrada a la turbina a 370ºC mientras que el biometano opera entre 500ºC y 700ºC. Se asume para los cálculos que la temperatura al usar biogás/biometano será 700ºC.

Con respecto a los **intercambiadores**, se asume una pérdida de carga del 2% y una aproximación de temperaturas de 5 ó 10 K.

El ciclo no funciona de forma continua, sino que hay **dos fases**. En la primera (fase de carga) se lleva a cabo la compresión, almacenando el CO_2 resultante en el tanque de alta presión. En la segunda fase (descarga) se libera el gas comprimido y se turbina, generando así

[17] A efectos energéticos el biogás o biometano se emplean indistintamente (aunque cuando se emplee biogás se requiere manejar mayor flujo volumétrico). La distinción será necesaria en el modelo económico, donde el ahorro del upgrading y la inyección en red conducen a costes menores con el biogás.

electricidad. Las horas de carga son 5h y funcionarán cuando la demanda energética sea baja (comprando electricidad a precio de horas valle) y las de descarga 15h cuando la demanda sea alta (vendiendo electricidad a precio de horas pico).

En este modelo básico no se entra en detalle de los tanques de almacenamiento, ya que los objetivos son:

- Seleccionar en los intercambiadores aproximación de temperaturas de 5 ó 10 K.
- Seleccionar la complejidad del ciclo entre CS y CSSA.
- Seleccionar como combustible biomasa o biogás/biometano.

Por último, se definen dos parámetros técnicos para evaluar los ciclos: el Round Trip Efficiency (RTE) y la eficiencia energética:

$$RTE = \frac{\dot{W}_T \cdot H_{descarga}}{\dot{W}_C \cdot H_{carga}} \qquad [3.1]$$

$$eficiencia = \frac{\dot{W}_T \cdot H_{descarga}}{\dot{W}_C \cdot H_{carga} + \left(\frac{\dot{Q}_{quemador}}{\eta_{quemador}}\right) \cdot H_{descarga}} \qquad [3.2]$$

Nota: Los cálculos se han realizado para un ciclo carga-descarga diario.

Modelo I: Ciclo Simple (CS)

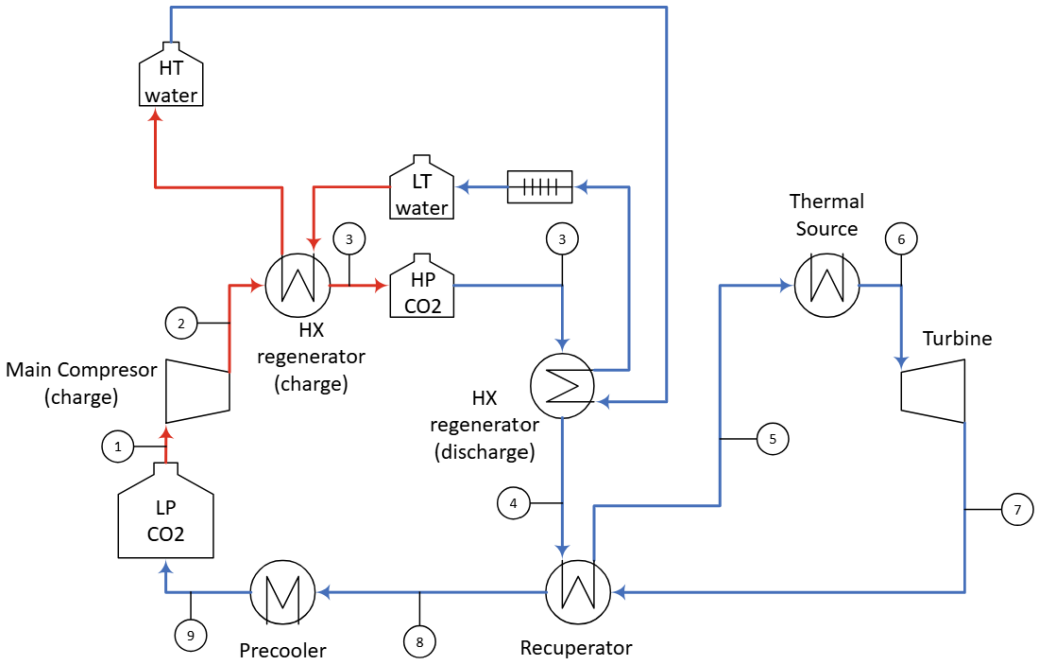


Figura 3-1 Ciclo Simple: esquema

En la Figura 3-1, se observa el esquema del **Ciclo Simple (CS)**. Este ciclo cuenta con un lazo adicional cuyo fluido es agua. El propósito es durante la carga calentar el agua con el regenerador de carga, para después durante la descarga aportar ese calor de vuelta al CO_2 mediante el regenerador de descarga. Se estudiará si el lazo de agua, que requiere como elementos adicionales dos regeneradores y dos depósitos de agua, aumenta de manera significativa la eficiencia del sistema.

Modelo II: Ciclo Simple Sin Agua (CSSA)

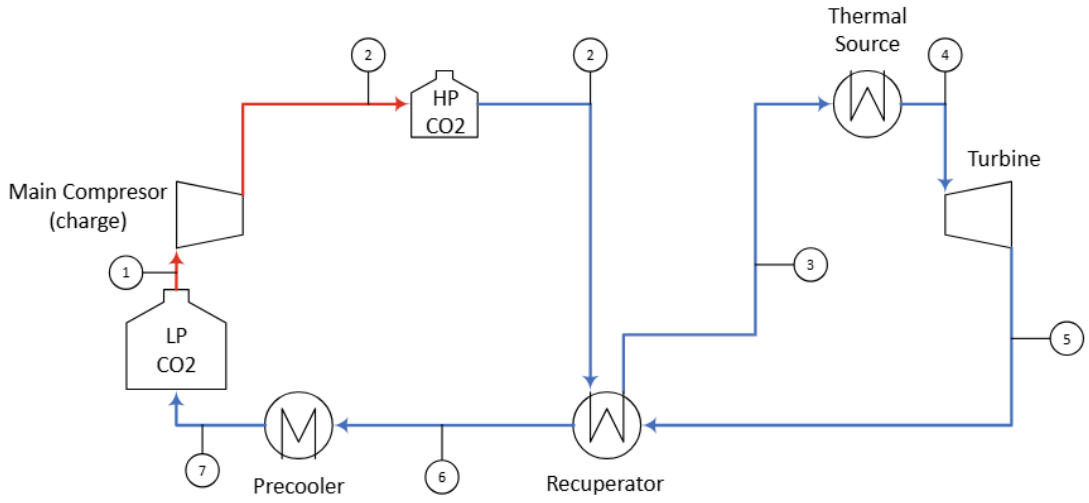


Figura 3-2 Ciclo Simple Sin Agua: esquema

En la Figura 3-2, se observa el **Ciclo Simple Sin Agua (CSSA)**. La diferencia entre el CS y el CSSA es el lazo adicional de agua que se ha comentado previamente.

Modelo económico: LCOE

El CAPEX se calcula a partir de la inversión de los equipos, ya comentado, los costes indirectos y las infraestructuras. Se considera un factor de 1,25 para los costes indirectos y el factor para las infraestructuras se considera 2,18 por tratarse de una instalación nueva.

$$CAPEX = f_{CI} \cdot f_{Inf} \cdot INV_{equipos} \qquad [3.3]$$

El OPEX se calculará para Operación & Mantenimiento, el combustible y la electricidad:

$$OPEX_x = X \cdot f_{\sigma_x} \cdot \frac{f_a}{(ELECTRICIDAD_{sale} \cdot 365)} \qquad [3.4]$$

Donde:

$$f_a = \frac{wacc\cdot(1+wacc)^{N_{años}}}{(1+wacc)^{N_{años}}-1} \quad [3.5]$$

$$f_{\sigma_x} = \frac{k_X\cdot\left(1-k_X^{N_{años}}\right)}{1-k_X} \quad [3.6]$$

$$k_X = \frac{1+r_X}{1+wacc} \quad [3.7]$$

$$ELECTRICIDAD_{sale} = \dot{W}_t \cdot H_{DESCARGA} \quad [3.8]$$

En la Tabla 3-1**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, T_c y T_e corresponden a los a los respectivos precios de compra que se han mencionado previamente.

Tabla 3-1 Ecuaciones para cálculo de OPEX de O&M, Combustible y Electricidad

X	*Ecuación*	*Nº*
O&M	$OM = tasa_{OM}\cdot INV$	[3.9]
Combustible	$F_c = f_{PCS}\cdot T_c \cdot Q_c \cdot 365\frac{1}{\eta_{quemador}}$	[3.10]
Electricidad	$F_e = T_e \cdot ELECTRICIDAD_{entra} \cdot 365$ $ELECTRICIDAD_{entra} = \dot{W}_C \cdot H_{CARGA}$	[3.11] [3.12]

Una vez ha calculado el CAPEX y el OPEX se obtiene el **LCOE**, que se tomará como el **factor económico** para determinar qué ciclo seleccionar.

$$LCOE = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{Fc} + OPEX_{Fe} \quad [3.13]$$

3.1.2 MODELO AVANZADO

Gestión del almacenamiento

En el modelo básico se detectó un problema de eficiencia: el CO2 en la zona de trabajo de ambos depósitos se parece mucho a un líquido, por lo que su densidad no varía mucho, lo que lleva a volúmenes de CO_2 muy grandes. Además, al cargar y descargar el tanque en su interior queda aún mucho CO_2, que ocupa un volumen relevante.

Con objeto de reducir los volúmenes de almacenamiento, se supone que cada depósito contiene en su interior un balón de N_2 que varía su volumen (el N_2 es muy compresible). Este sistema es similar a un **acumulador hidráulico** y está diseñado para la presión mínima y que al aumentar la presión reduzca su volumen. De este modo, cuando se ha extraído todo el CO_2 en el depósito sólo queda el globo de N_2.

Se añaden **válvulas de control** a la entrada y salida de cada depósito, para regular el flujo y la presión. El objetivo es poder fijar la presión a la entrada a la turbina cerca de los 200 bar, para así poder asemejar el uso del nodo (el punto de mejor compromiso en todas las simulaciones es el que iguala la potencia de carga con la de descarga). Sin embargo, únicamente cambian las condiciones de llenado del tanque. Esto supone que aguas arriba de cada depósito las condiciones son las mismas, por lo que no se representa dicha válvula.

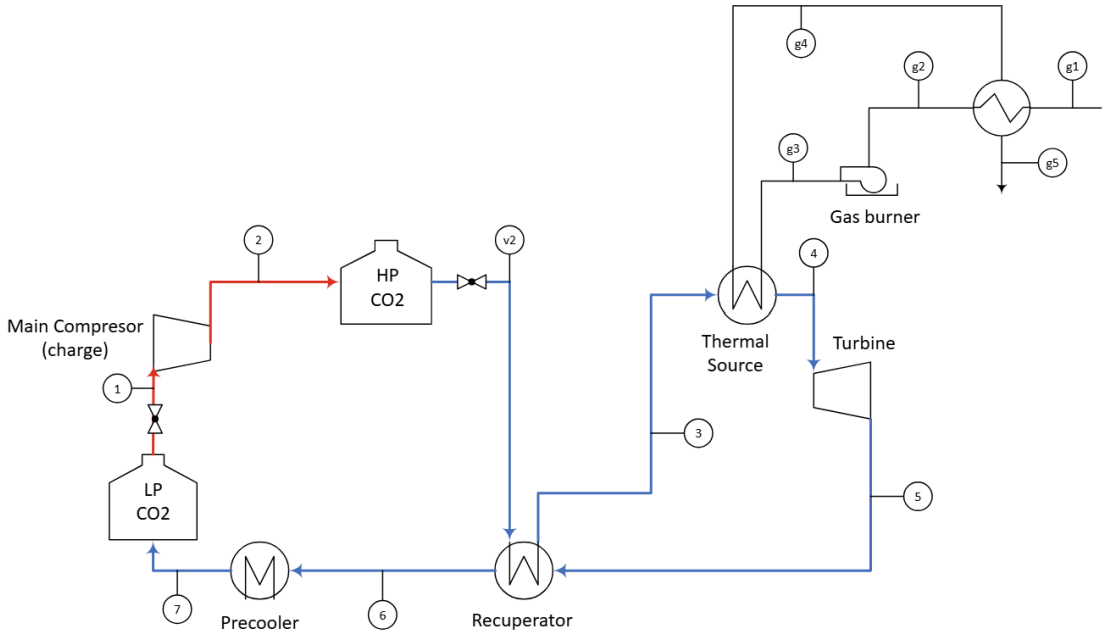


Figura 3-3 Ciclo Simple Sin Agua: esquema avanzado

Los volúmenes se han calculado con las siguientes ecuaciones, donde HP hace referencia al tanque de alta presión (del inglés, High Pressure) y LP al de baja presión (Low Pressure).

$$V_{HP} = \frac{masa_{HP_{CO2}}}{\rho_{CO2carga}} + V_{N2_{p2}} \qquad [3.14]$$

$$V_{HP} = V_{N2_{pv2}} \qquad [3.15]$$

$$V_{LP} = \frac{masa_{LP_{CO2}}}{\rho_{CO2descarga}} + V_{N2_{p11}} \qquad [3.16]$$

$$V_{LP} = V_{N2_{p1}} \qquad [3.17]$$

Sobre el sistema similar al acumulador hidráulico mencionado, el máximo tamaño comercial disponible es de 50 litros. A continuación, se va a calcular el coste unitario para este tamaño máximo a partir del coste conocido de un acumulador de 10 litros, que es 1103€.

$$Coste_{unitarioAcumulador} = \left(\frac{1103}{0.01}\right) \cdot \left(\frac{0.05}{0.01}\right)^{-0.33} \left\{\frac{€}{L} para\ 50\ L\right\} \qquad [3.18]$$

En la siguiente ecuación, lo que se ha hecho es no aplicar escala por encima de 50 L. Por eso se determina cuántos tanques de 50 L se necesitan y se aplica a los costes de un tanque de 50 L.

$$C_{tanqueCO2L} = \left(\frac{V_{HP}}{0.05}\right) * 0.05 * Coste_{unitarioAcumulador} \qquad [3.19]$$

Inversiones y punto de trabajo

En el modelo básico se utilizaron las correlaciones específicas (3.1.4 Inversiones Elementos Ciclo) para la **inversión** de los equipos. Parte del coste elevado del biometano estaba causado porque estas correlaciones tenían un **factor de temperatura** que, por encima de los 550ºC, era superior a uno. En concreto, el CAPEX crecía de manera considerable al elegir 700ºC como temperatura de entrada a la turbina. Es por ello que cuando se use metano se ha decidido limitar la temperatura de entrada a la turbina a 540ºC, reduciendo así el CAPEX y no perdiéndose mucho rendimiento.

En cuanto a la inversión, los costes de instalación se ven muy reducidos si la planta reutiliza **infraestructuras existentes**. Cuando se empleen gases de la red se supondrá que se utilizan infraestructuras existentes, así como cuando se use gas de vertedero (por asemejar su precio al gas de refinería). En los demás casos se supondrá que se acometen infraestructuras nuevas.

Cabe destacar que sólo se emplea biometano en el caso de tomarlo de la red, en caso contrario se emplea biogás in-situ con el objetivo de eliminar los costes de upgrading e inyección asociados al biometano.

Costes metano

Para la compra de biometano, según la Fundación Naturgy[18] los costes de producción son de 75€/MWh-PCI y los de inyección 10 €/MWh-PCI. Por lo que el precio de compra de biometano de la red es de 85€/MWh-PCI y referido al PCS 76,58 €/MWh-PCS.

Según la Fundación Naturgy[19], los costes orientativos de la producción de biogás son los de la Figura 3-4:

Figura 74
Niveles de coste orientativos de la producción de biogás.

Coste (€/MWhPCI)	Sustrato	Referencias de cálculo*
6-10	Residuos biodegradables en depósito controlado	Producción eléctrica a red viable con ingresos próximos a 60 €/MWhe Coste de producción eléctrica con motores, incluyendo conexión a red eléctrica = 38 €/MWhe Eficiencia eléctrica de los motores: 36 % Contenido de metano: 50 %
30-40	Fracción orgánica residuos municipales	Compostaje cerrado ** Capacidad: 20.000 t/a Producción de biogás: 100 Nm^3/t
	Lodos Estación Depuradora de Aguas Residuales (EDAR)	Autoconsumo eléctrico (140 €/MWhe) Coste motores: 40 €/MWhe
45-55	Rastrojo de cereal	Aplicación al suelo Coste producción ensilado: 22-26 €/t Capacidad: 20.000 t/a Producción de biogás: 210 Nm^3/t
65-75	Maíz, planta entera	Coste producción ensilado: 32-36 €/t Capacidad: 20.000 t/a Producción de biogás: 170 Nm^3/t
	Purines de cerdo	Aplicación agrícola directa Recepción de purines a coste 0 Capacidad: 100.000 t/a Producción de biogás: 15 Nm^3/t

*Contenido de metano del biogás: 60 %, salvo indicado.
** Compostaje cerrado: en una nave cerrada y con emisiones controladas.

Fuente: elaboración propia, a partir de Fundación Naturgy (2018)[148].

Figura 3-4 Costes orientativos de la producción de biogás

[18] (Xavier Flotats & Fundación Naturgy)
[19] (Xavier Flotats & Fundación Naturgy)

Como se supone que el biogás se emplea in-situ, el coste corresponde únicamente al de producción. Por otro lado, se han calculado los valores medios para los diferentes sustratos que se van a analizar. Esto se refleja en la

Tabla 3-2, con los valores ya referidos al PCS en vez de al PCI.

Tabla 3-2 Costes medios del biogás procedente de diferentes sustratos

Biogás	*Coste [€/MWh-PCS]*
De purines	*63*
De desgasificación de vertedero	7,2
De FORSU / EDAR	31,5
De rastrojo de cereal	45,05

El coste del gas natural se sitúa en 45 €/MWh, de los cuales 31 €/MWh corresponden al coste del propio combustible[20] y los 14 €/MWh los asociados a las emisiones. En la Figura 3-5, se pueden observar los precios medios de los últimos cuatro meses de 2025 donde el precio medio corresponde con los treinta y un euros mencionados.

Mes	Acción de balance	Cantidad (MWh)	Coste (€) *	Precio medio (€/MWh)	Precio mín. (€/MWh)	Precio máx. (€/MWh)
Septiembre 2025	4	126.286	4.084.627,46	32,34	31,5 16-sept.	33,16 17-sept.
Octubre 2025	5	223.426	7.048.924,58	31,55	29,9 28-oct.	33 25-oct.
Noviembre 2025	9	427.779	13.053.107,47	30,51	28,8 28-nov.	32,8 17-nov.
Diciembre 2025	7	306.836	8.792.211,33	28,65	26,3 16-dic.	30,3 01-dic.

Figura 3-5 Coste medio mensual gas natural en 2025

[20] (Enagás)

Por otro lado, tomando 77 €/t CO_2 como tasa de CO_2 [21] y un factor de emisión[22] 182 g CO_2/kWh-PCS el coste asociado a las emisiones se traduce en aproximadamente 14 €/MWh-PCS.

El factor de emisión, según lo publicado en el MITECO, es:

$$55{,}99\ kg\frac{CO_2}{GJ-PCI}\cdot\frac{3{,}6\ MJ}{1\ kWh}\cdot\frac{1\ GJ}{10^3 MJ}\cdot 0{,}906\frac{PCI}{PCS}\cdot\frac{10^3 g}{kg}=182\ \mathrm{g}\frac{\mathrm{CO_2}}{\mathrm{kWh-PCS}}$$

Y la tasa de CO_2 de 77 €/t CO_2, es el precio vigente en el mercado europeo de carbono (EU ETS) para la tonelada de CO_2.

Modelo III: Ciclo Recompresión (CR)

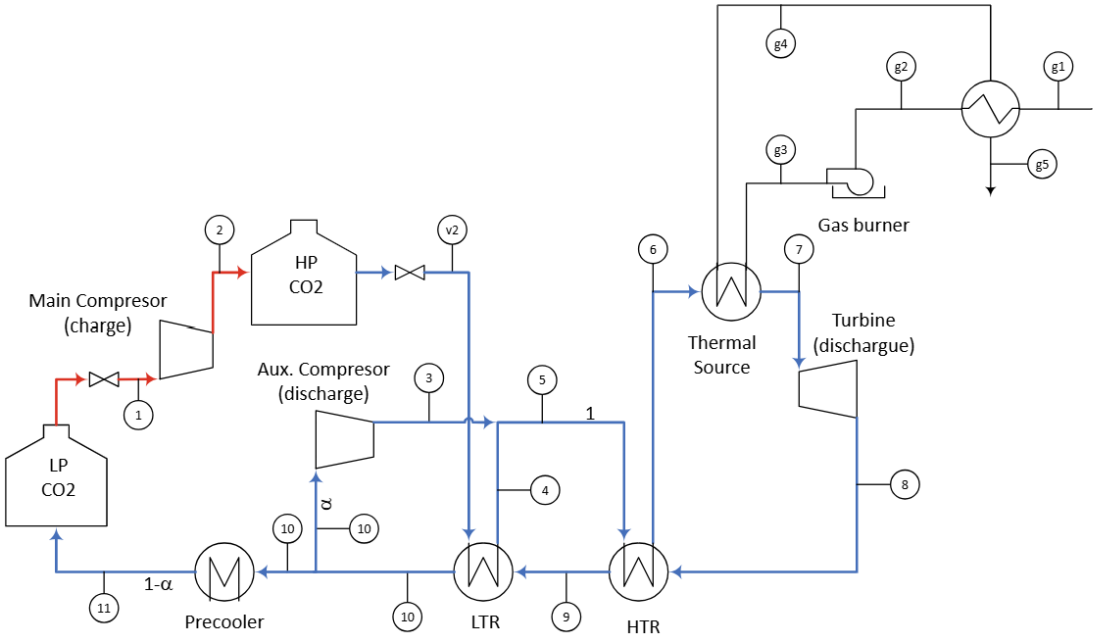


Figura 3-6 Ciclo Recompresión

[21] (Sendeco2)
[22] (MITECO, 2024)

El **ciclo de recompresión** consiste en introducir una división parcial del flujo y una etapa adicional de compresión. La inversión de los equipos aumenta en este caso por requerir otro compresor e intercambiador, aunque las correlaciones son las mismas que en el ciclo simple y el ciclo simple sin agua. Sin embargo, los siguientes parámetros cambian, ya que en la fase de descarga al trabajo de la turbina hay que restarle el trabajo que realiza el compresor auxiliar.

$$RTE = \frac{(\dot{W}_T - \dot{W}_{caux}) \cdot H_{descarga}}{\dot{W}_{Cppal} \cdot H_{carga}} \quad [3.20]$$

$$eficiencia = \frac{(\dot{W}_T - \dot{W}_{caux}) \cdot H_{descarga}}{\dot{W}_{Cppal} \cdot H_{carga} + \left(\frac{\dot{Q}_{Biogás}}{\eta_{quemador}}\right) \cdot H_{descarga}} \quad [3.21]$$

Modelo técnico:

El modelo es el ciclo Brayton del modelo básico, trabajando en las condiciones que permiten al CO_2 estar cerca del punto supercrítico (31ºC y 74 bar). Rendimientos de compresores y turbinas, y relaciones de presiones se mantienen.

La fuente térmica que quemará **biogás**, como ya se ha comentado, estará limitada a 540ºC.

Con respecto a los intercambiadores, se asume una pérdida de carga del 2% y una **aproximación de temperaturas** que finalmente se fijará en **5 K**.

El ciclo mantiene sus dos fases de carga y descarga. Las horas de carga son 5h y funcionarán cuando la demanda energética sea baja y las de descarga 15h cuando la demanda sea alta.

En este modelo, como se considera que los dos tienen un RTE y eficiencias aceptables, los parámetros que van a compararse son el **consumo de combustible** y el **volumen de los tanques** según la definición avanzada.

$$Consumo_{anual} = \left(\frac{\dot{Q}_{Combustible}}{\eta_{quemador}}\right) \cdot \left(f_{PCS} * \frac{H_{DESCARGA}}{1000000}\right) \cdot 365 \qquad [3.22]$$

Modelo económico: LCOE

El cálculo del LCOE para el CSSA es el mismo que en el modelo básico, pero en el caso del CR cambia su definición, debido al compresor auxiliar como ya se ha mencionado.

$$LCOE = \left(\frac{INV}{(\dot{W}_T - \dot{W}_{caux}) \cdot H_{descarga}}\right) \cdot f_a + \left(\frac{INV}{(\dot{W}_T - \dot{W}_{caux}) \cdot H_{descarga}}\right) \cdot \gamma \cdot f_a \cdot f_{\sigma_{om}} + \left(\frac{E_{carga}}{(\dot{W}_T - \dot{W}_{caux}) \cdot H_{descarga}}\right) \cdot f_a \cdot f_{\sigma_e} + \left(\frac{F_{descarga}}{(\dot{W}_T - \dot{W}_{caux}) \cdot H_{descarga}}\right) \cdot f_a \cdot f_{\sigma_F} \qquad [3.23]$$

Como en el modelo básico, se tomará como el factor económico para determinar qué ciclo seleccionar.

3.1.3 ECUACIONES TERMODINÁMICAS

En la Tabla 3-3 se observan las ecuaciones asociadas a cada elemento, comunes a todos los modelos del estudio. El subíndice "e" denota entrada y "s" salida del elemento.

Tabla 3-3 Ecuaciones termodinámicas elementos ciclo

Elemento	*Ecuaciones*	*Nº*
Compresor	$\dot{W}_c = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_s - h_e)$	[3.24]
	$\eta_c \cdot (h[s] - h[e]) = h_s[s] - h[e]$	[3.25]
Recuperador	$T[s2] = T_v[e1] + PP_{Recuperador}$	[3.26]
	$h[e2] - h[s2] = h[s1] - h_v[e1]$	[3.27]

	$\dot{Q}_{Recup} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h[s1] - h_v[e1])$	[3.28]
Fuente Térmica	$Q_{Biogás} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h[s] - h[e])$	[3.29]
Turbina	$\dot{W}_t = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h[e] - h[s])$ $\eta_t \cdot (h[e] - h_s[s]) = h[e] - h[s]$	[3.30] [3.31]
Precooler	$T[s] = T_{waterP_{in}} + PP_{Precooler}$ $\dot{Q}_{Precooler} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h[e] - h[s])$ $\dot{Q}_{Precooler} = \dot{m}_{\text{waterPrecooler}} \cdot (h_{\text{waterP}_{\text{out}}} - h_{\text{waterP}_{\text{in}}})$	[3.32] [3.33] [3.34]

3.1.4 INVERSIONES ELEMENTOS CICLO

Las inversiones se han obtenido según correlaciones específicas para ciclos de CO_2 supercrítico[23].

Tabla 3-4 Correlaciones específicas de inversiones para ciclos de CO_2

Elemento	*Correlaciones*	*Referencia*	*N°*
Fuente térmica	$C_{NG,PHX} = 632900 \cdot Q^{0,6} \cdot f_{T,PHX}$	Primary heater natural gas fired	[3.35]
Intercambiador	$C_{Recup} = 49{,}45\ UA^{0,7544} f_{T,Recup}$	Recuperator	[3.36]
Turbina	$C_{t,ax} = 182600\ \dot{W}_{sh}^{0,5561} f_{T,ax}$	Axial turbine	[3.37]

[23] (Nathan T. Weiland et al., 2019)

Compresor	$C_{IG} = 1230000\ \dot{W}_{sh}^{0,3992}$	Integrally geared centrifugal compressor	[3.38]
Motor-Generador	$C_{Generador} = 108900\ \dot{W}_{e}^{0,5463}$	Generator	[3.39]

Como se puede observar en el último elemento de la Tabla 3-4, se incluye la **máquina eléctrica** (motor para el compresor y alternador para la turbina). Dado que las potencias de carga y descarga son semejantes, y funcionan de forma separada, es posible poner una sola máquina reversible (generador/motor) que se conecte a una u otra turbomáquina mediante sendos embragues.

En los intercambiadores, cabe destacar que el coste de este está caracterizado por los parámetros "U" y "A", donde el primero es el **coeficiente de transferencia de calor** y el segundo el **área efectiva de intercambio térmico** y al hacer el producto de ambos se obtiene la capacidad del intercambiador para transferir calor (conductancia térmica). En este proyecto el cálculo se ha obtenido mediante funciones proporcionadas por el software EES[24].

3.1.5 HIPÓTESIS ECONÓMICAS

Con respecto al análisis económico, se ha tenido en cuenta la siguiente hipótesis:

- **Vida del proyecto**: 25 años
- **wacc**: 7,5%

Para la compra y venta de electricidad se ha empleado el precio medio de mercado (OMIE) con el histórico del pool entre el 10 de marzo de 2024 hasta el 9 de marzo de 2025. Sobre él se ha calculado el coste, hora por hora, del día medio de cada estación del año (simplificando

[24] Engineering Equation Solver

invierno en enero-febrero-marzo; primavera en abril-mayo-junio; verano en julio-agosto-septiembre y otoño en octubre-noviembre-diciembre).

A partir de esos días medios se han seleccionado las horas de carga (12:00 a 16:59) y de descarga (2:00 a 10:59 y 18:00 a 23:59) y obtenido los precios medios anuales en cada período. Se obtiene la Figura 3-7 . En ella se puede apreciar el peso de la estacionalidad en el precio del mercado eléctrico, destacando el bajo precio durante la primavera por una mayor inyección de energías renovables en el mix energético[25].

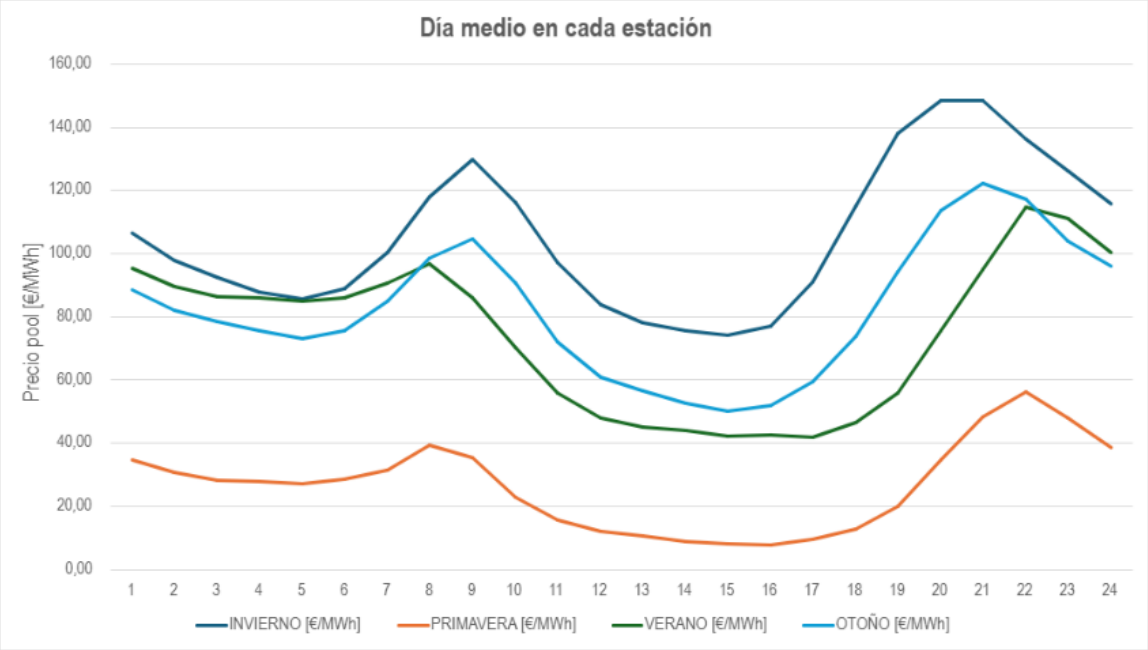


Figura 3-7 Coste de la electricidad por horas de un día medio en cada estación

- **Precio medio electricidad (carga)**: 46,16 €/MWh
- **Precio medio electricidad (descarga)**: 81,92 €/MWh

[25] (Sandra Enkhardt & PV Magazine, 2025)

Para la compra de la biomasa, se obtiene de la Oficina Técnica Municipal de Prevención de Incendios Forestales[26] un precio de 80 €/t.

Para calcular el poder calorífico se ha tomado un precio de la astilla (2024) según la Asociación Española de la Biomasa[27] de 141,77 €/ton, con un precio de la energético de: 3,21 c€/kWh , es decir, 0,0321 €/kWh.

Por lo tanto, el poder calorífico de la astilla resulta PCI $= \frac{141{,}77\ €/t}{0{,}0321\ €/kWh} = 4{,}42\frac{MWh}{t}$ y, en consecuencia, el precio de compra de la biomasa queda:

$$\frac{80\frac{€}{t}}{4{,}42\frac{MWh}{t}} = 18{,}1€/\text{MWh}$$

- **Compra biomasa (descarga)**: 18,1 €/MWh – con una actualización del 0%
- **Compra biometano (descarga)**: 76,58 €/MWh – con una actualización del 0%
- **Costes mantenimiento**: 3,5 % de la inversión – con una actualización del 2,5%

3.2 DISEÑO TUBERÍAS

El dimensionamiento de las tuberías se lleva a cabo siguiendo una metodología secuencial e iterativa basada en normas internacionales, aplicables a sistemas con CO_2 supercrítico. En una primera etapa, se determinan los límites de velocidad del fluido a partir del caudal másico y la densidad, utilizando los criterios establecidos en la norma **NORSOK P-001**.

$$V_{max} = \min\left(60; 175 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0{,}43}\right)\ \left[\frac{m}{s}\right] \qquad [3.40]$$

A partir de esta velocidad máxima admisible se obtiene un diámetro interno mínimo, que constituye la base del dimensionamiento geométrico de la tubería.

[26] (Judit Rodríguez et al., 2019)
[27] (AveBiom, 2025)

Una vez definido el diámetro interno mínimo, se procede a la selección del material de la tubería en función de las condiciones de operación, principalmente presión y temperatura. Para condiciones de alta temperatura se emplean aleaciones como **Inconel 740H**, mientras que para rangos de temperatura más moderados se utilizan aceros como **SS347H** o **A-106B**, de acuerdo con los valores de tensión admisible y los límites de temperatura establecidos en las normas **ASME B31.1** y **ASME B31.3**.

Con el material seleccionado, se calcula el espesor mínimo de pared necesario para soportar la presión de diseño, siguiendo los criterios de la norma **ASME B31.1**. A continuación, se seleccionan el diámetro nominal (DN) y el espesor normalizado (schedule) conforme a la norma **ASME B36.10M-2004**, asegurando que el diámetro interno resultante sea igual o superior al diámetro mínimo requerido desde el punto de vista hidráulico.

De manera posterior e independiente al dimensionamiento geométrico, se evalúa el comportamiento hidráulico de la tubería. Para ello, se calcula el **factor de fricción f** mediante la **ecuación de Colebrook**, empleando la velocidad obtenida a partir del diámetro finalmente seleccionado.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{d}}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right) \qquad [3.41]$$

Este análisis permite calcular las pérdidas de carga reales del sistema y comprobar que, partiendo de la velocidad adoptada en la fase de diseño geométrico, dichas pérdidas se mantienen por debajo de los límites máximos recomendados por la norma **NORSOK P-001**, validando así el diseño de la tubería.

En caso de no cumplirse este criterio, el proceso se repite de forma iterativa, ajustando la velocidad inicial adoptada y, en consecuencia, el diámetro de la tubería, hasta que las pérdidas de carga calculadas mediante Colebrook sean compatibles con los límites establecidos por NORSOK, validando así el diseño final.

3.3 PREDISEÑO TURBOMÁQUINAS

En el ciclo del estudio hay dos turbomáquinas: un compresor y una turbina, que además están unidos por el mismo eje. En esta sección se realizará el prediseño de ambos empleando el **método de Baljé**, que se basa en la teoría de similitud y en el uso de parámetros adimensionales que permiten caracterizar el comportamiento de las turbomáquinas de forma independiente a su tamaño.

Este procedimiento permite realizar un predimensionamiento de las turbomáquinas, proporcionando una estimación razonable de su **configuración geométrica** y de su **rendimiento**.

Los parámetros adimensionales para calcular son la **velocidad específica** w_s y el **diámetro específico** D_s.

$$w_s = \frac{w\sqrt{V}}{(\Delta h)^{\frac{3}{4}}} \quad [3.42]$$

$$D_s = \frac{D(\Delta h)^{\frac{1}{4}}}{\sqrt{V}} \quad [3.43]$$

Para su cálculo es necesario previamente calcular la velocidad de rotación (w), el caudal volumétrico (V) y el salto de entalpía (Δh).

El procedimiento consiste en seleccionar un número de etapas (z) y calcular la velocidad específica para diferentes velocidades de rotación. El criterio de selección para la velocidad específica combina mantener los valores dentro de los rangos recomendados por el método, **minimizar el número de etapas** necesario y **evitar velocidades de rotación excesivamente elevadas**. A partir del valor seleccionado se determinará la configuración geométrica correspondiente.

Por otro lado, se calculará el diámetro específico asegurando que la **velocidad periférica del rodete (u) no supere el límite de 450 m/s** para evitar esfuerzos mecánicos elevados.

Dado que el compresor y la turbina se encuentran acoplados mediante un mismo eje, ambos deben operar necesariamente a la **misma velocidad de giro**, por lo que la velocidad seleccionada debe ser compatible con el funcionamiento adecuado de ambas turbomáquinas.

Finalmente, una vez determinados los valores de w_s y D_s, estos se representarán en los diagramas de Baljé, a partir de los cuales se obtiene el **rendimiento isentrópico** esperado para el compresor y la turbina.

Capítulo 4. CONFIGURACIONES ANALIZADAS

4.1 MODELO BÁSICO: CS Y CSSA

La comparativa se ha realizado tomando dos potencias, 250 MW y 500MW, debido a que, tal y como se muestra en la Figura 4-1, Figura 4-2, Figura 4-3 y Figura 4-4, independientemente del combustible y el acercamiento de temperatura en los intercambiadores, el LCOE disminuye al incrementar la potencia. Esto se debe a la ley de escala.

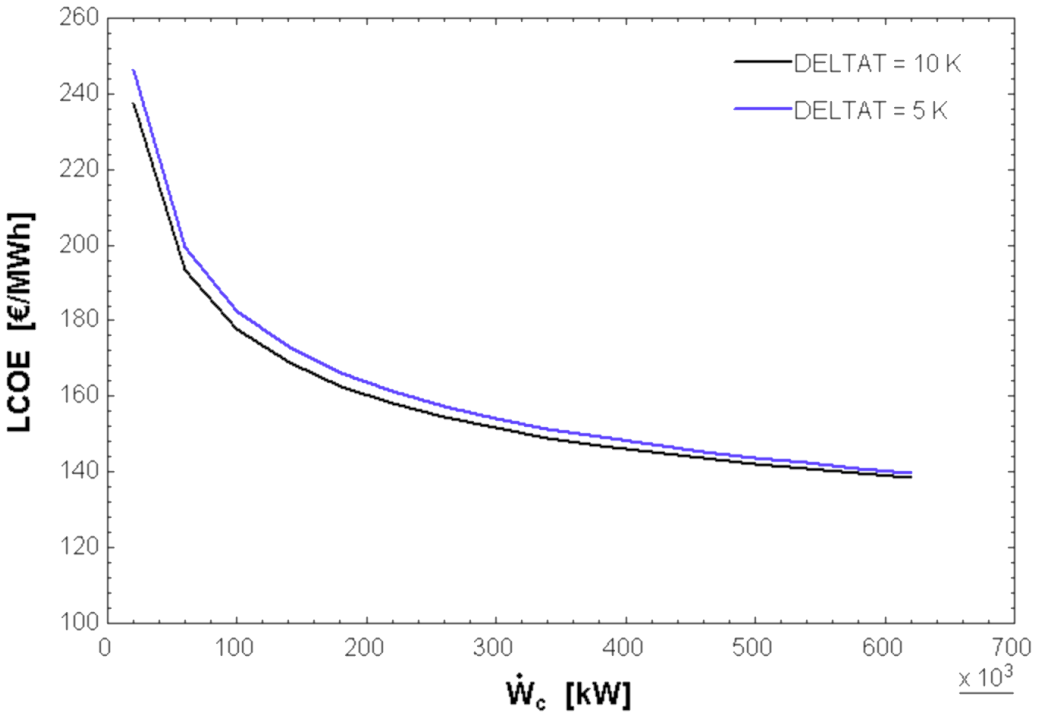


Figura 4-1 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple con Biomasa

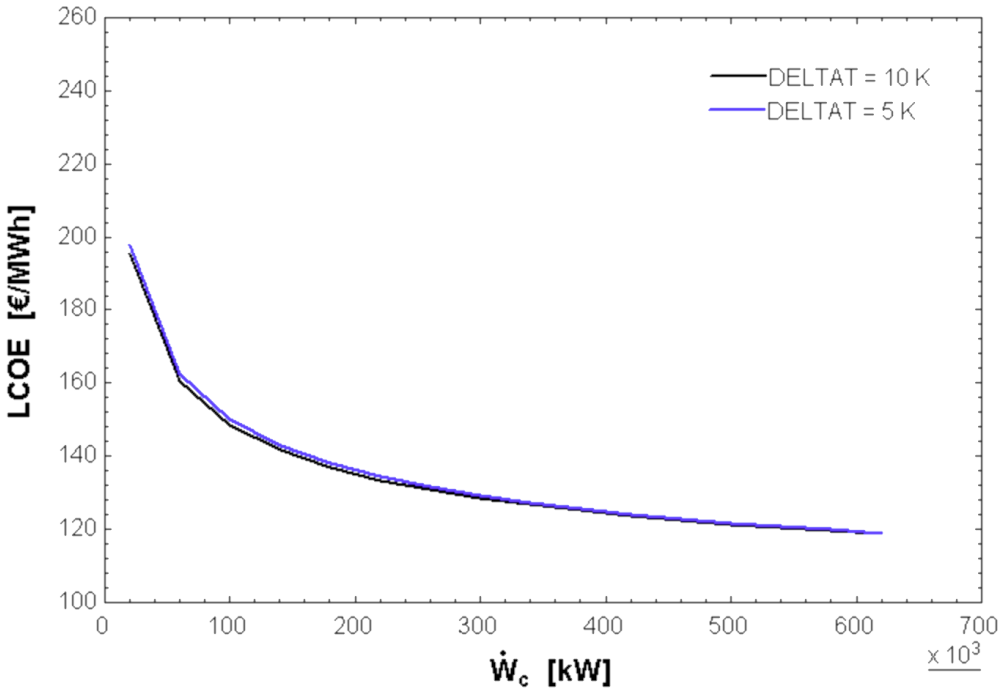


Figura 4-2 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple Sin Agua con Biomasa

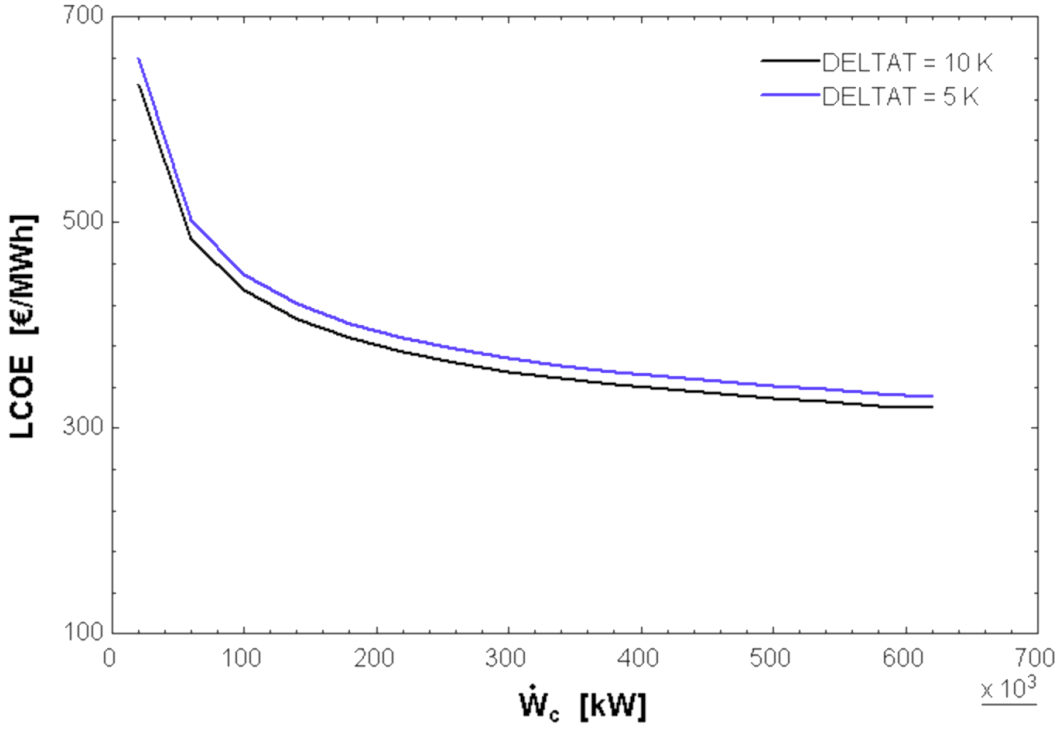


Figura 4-3 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple con Biometano

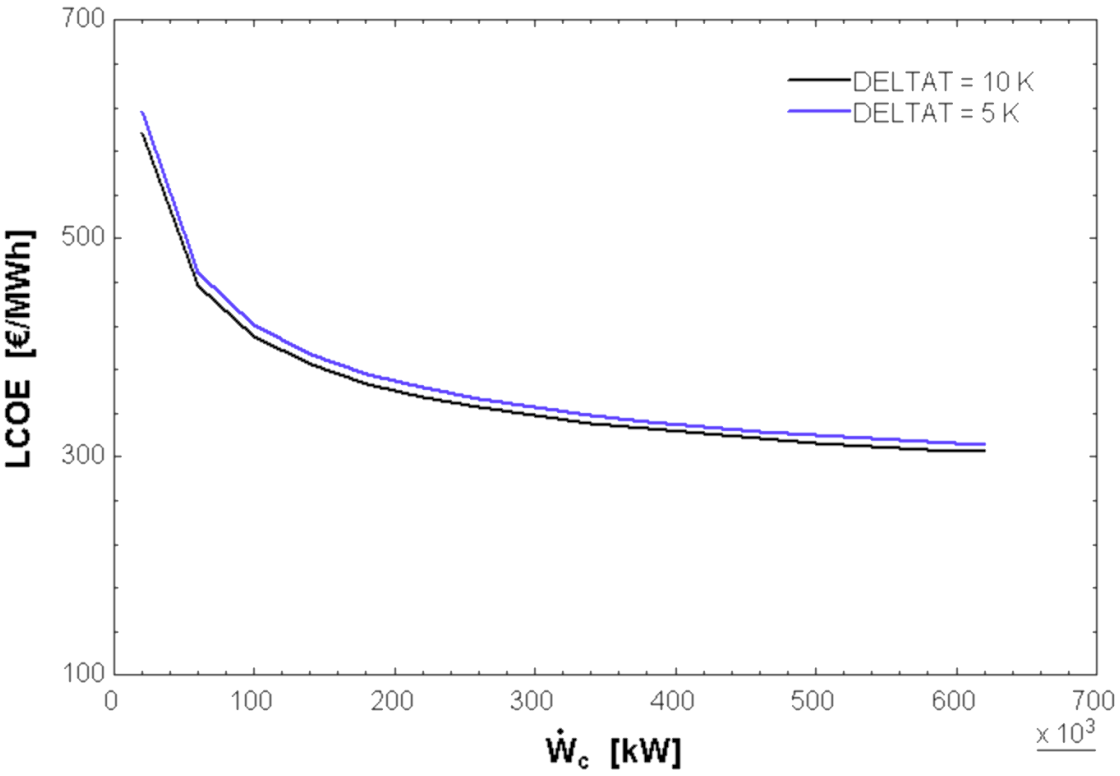


Figura 4-4 LCOE vs Trabajo Compresión en Ciclo Simple Sin Agua con Biometano

Por otro lado, con respecto al acercamiento de temperatura en los intercambiadores, se puede apreciar que se obtienen mayores rendimientos con pequeños incrementos en el LCOE. Por ello, para la comparativa se ha tomado un acercamiento de 5 K.

Los resultados utilizando como combustible la biomasa se muestran en la

Ẇt[MW]	***LCOE[€/MWh]***	***RTE***	***eficiencia***	***Ẇc [MW]***	***vHP [m3]***
250	*162,1*	*3,527*	*27,28%*	*212,632*	*45,26*
500	146,9	3,527	27,28%	425,265	90,53

, el Ciclo Simple (CS), y la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, el Ciclo Simple Sin Agua (CSSA).

Tabla 4-1 Resultados CS con biomasa

Ẇt[MW]	***LCOE[€/MWh]***	***RTE***	***eficiencia***	***Ẇc [MW]***	***vHP [m3]***
250	*162,1*	*3,527*	*27,28%*	*212,632*	*45,26*
500	146,9	3,527	27,28%	425,265	90,53

Tabla 4-2 Resultados CSSA con biomasa

Ẇt[MW]	***LCOE[€/MWh]***	***RTE***	***eficiencia***	***Ẇc [MW]***	***vHP [m3]***
250	*135,7*	*3,658*	*27,33%*	*205,028*	*49,62*
500	124,6	3,658	27,33%	410,055	99,24

Los resultados utilizando como combustible biometano se muestran en la Tabla 4-3, el Ciclo Simple (CS) y la Tabla 4-4 el Ciclo Simple Sin Agua (CSSA).

Tabla 4-3 Resultados CS con biometano

Ẇt[MW]	***LCOE[€/MWh]***	***RTE***	***eficiencia***	***Ẇc [MW]***	***vHP [m3]***
250	*410,8*	*5,715*	*40,07%*	*131,239*	*27,94*
500	362,7	5,715	40,07%	262,479	55,87

Tabla 4-4 Resultados CSSA con biometano

Ẇt[MW]	*LCOE[€/MWh]*	*RTE*	*eficiencia*	*Ẇc [MW]*	*vHP [m3]*
250	*391,3*	*5,940*	*40,23%*	*126,258*	*30,56*
500	346,2	5,940	40,23%	252,517	61,12

Analizando los resultados, se obtienen las siguientes conclusiones:

- Se establece un acercamiento térmico en los intercambiadores de calor de **5 K**, valor que permite un compromiso adecuado entre eficiencia térmica y viabilidad técnica del sistema.
- El Ciclo Simple (CS) queda descartado frente al Ciclo Simple Sin Agua (**CSSA**), debido a su mayor complejidad, mayor LCOE y menor eficiencia global.
- El empleo de **biomasa** limita significativamente la temperatura de entrada a la turbina, lo que se traduce en un bajo rendimiento del sistema, ya que la energía térmica aportada por la biomasa es considerablemente superior a la energía eléctrica generada. Para reducir el consumo de biomasa sería necesario implementar un ciclo de mayor complejidad, por lo que se descarta esta alternativa.
- El **biometano** permite aumentar la temperatura a la entrada de la turbina, aunque tenga mayor LCOE, tiene una mayor eficiencia y requiere un menor volumen de CO_2. No obstante, resulta necesario analizar la alternativa del biogás con el objetivo de reducir el LCOE. Además, hay problemas a corto plazo para disponibilidad del biometano.

Uno de los principales problemas detectados en la configuración CS y CSSA es el funcionamiento no óptimo del regenerador. La corriente fría de alta presión no alcanza el incremento de temperatura esperado a la salida del recuperador. Este comportamiento se debe a que el calor específico (C_p) del CO_2 en la rama fría, a alta presión, es superior al de la rama caliente, cuya presión opera más próxima a la zona crítica. Como consecuencia, el fluido no se comporta como un gas ideal en ninguno de los dos regímenes:

En la zona del compresor esto resulta beneficioso (la densidad elevada redunda en un menor trabajo de compresión). Sin embargo, en el regenerador dificulta el intercambio de calor y rompe el equilibrio térmico esperado entre las dos corrientes.

Para corregir este desequilibrio, la solución habitual es introducir una división parcial del flujo y una etapa adicional de compresión, dando lugar a la configuración con recompresión (**CR**). Esta arquitectura divide el proceso de recuperación de calor en dos regeneradores (LTR y HTR). En el regenerador de baja temperatura (LTR) se hace pasar una corriente fría de menor caudal, lo que permite ajustar capacidades caloríficas y equilibrar térmicamente el intercambio en esa sección, algo imposible en el esquema convencional.

Este diseño mejoraría significativamente el rendimiento del recuperador y permitiría trabajar con el CO_2 cerca del punto crítico de forma más controlada, justificando así la necesidad de analizar el ciclo CR en detalle como alternativa avanzada al CS y CSSA.

4.2 MODELO AVANZADO: CSSA Y CR

Se ha realizado un análisis sobre el LCOE en la configuración CSSA, previo a la resolución de los dos ciclos, puesto que era necesario seleccionar un combustible para comparar los ciclos. En este análisis se ha observado que el OPEX del combustible es lo que mayor impacto tiene en el LCOE, y se ha seleccionado el más asequible, que es el biogás de desgasificación de vertedero.

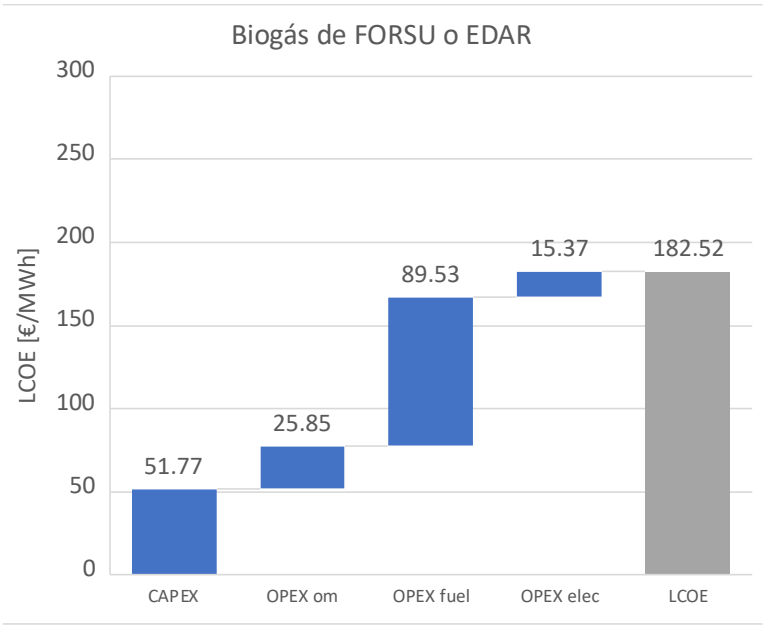


Figura 4-5 Desglose LCOE del Biogás de FORSU o EDAR

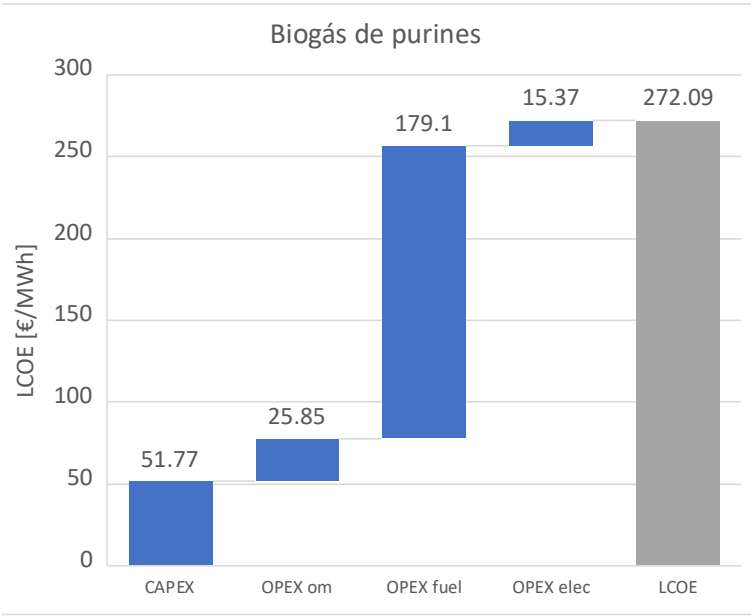


Figura 4-6 Desglose LCOE del Biogás de purines

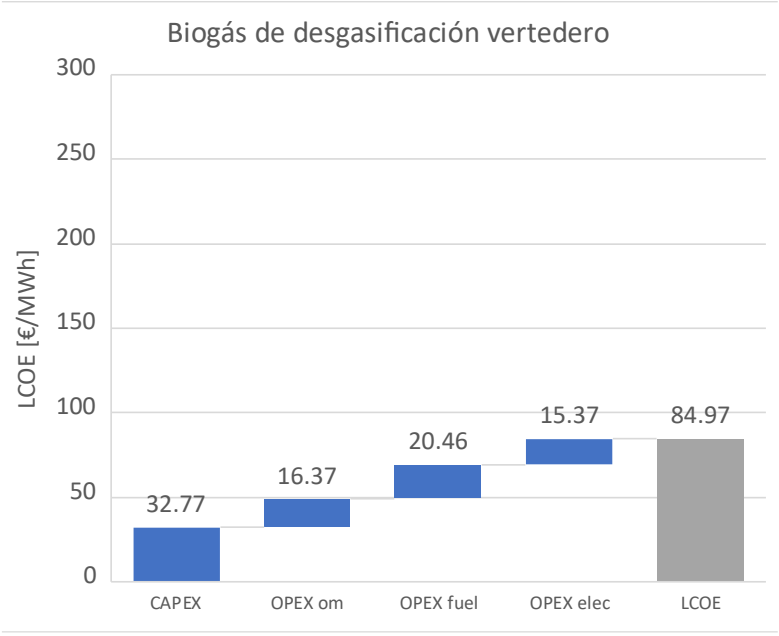


Figura 4-7 Desglose LCOE del Biogás de desgasificación de vertedero

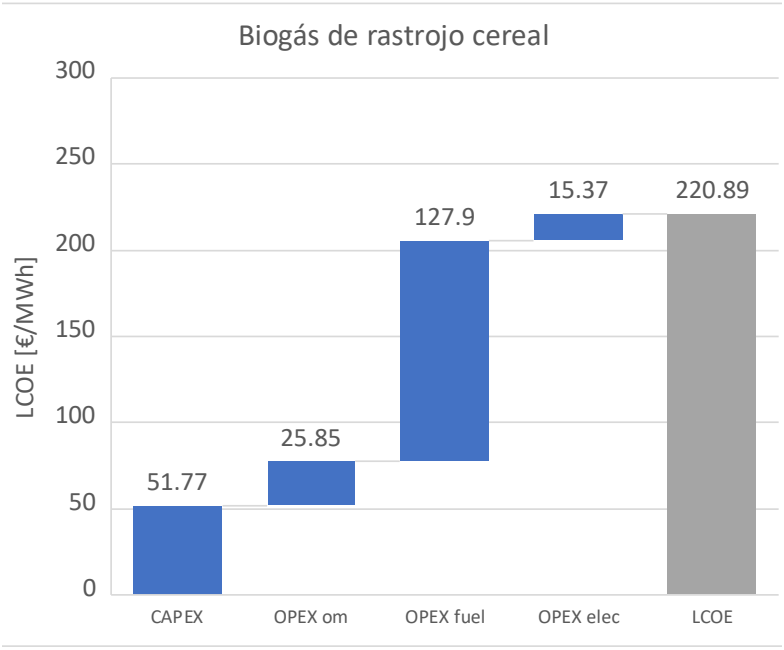


Figura 4-8 Desglose LCOE del Biogás de rastrojo de cereal

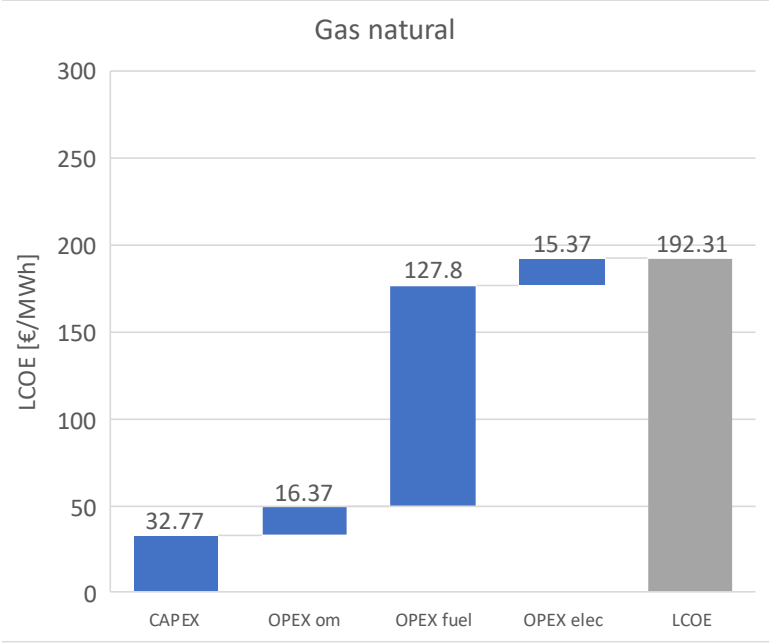


Figura 4-9 Desglose LCOE del Gas Natural

Además del OPEX del combustible, destaca la variación del CAPEX en función de si se puede aprovechar la infraestructura existente, como en el caso del biogás de desgasificación de vertedero y el gas natural, o si se requiere nueva infraestructura, como en el biogás proveniente de purines, FORSU o EDAR y rastrojo de cereales.

Anteriormente se explicó que el punto óptimo se da cuando se asemeja el uso del nodo, es por ello que en los resultados que se muestran en la

Tabla 4-5 y la Tabla 4-6, en la segunda columna aparece la presión que, en cada caso, permite que se igualen los trabajos de compresor y turbina.

Tabla 4-5 Resultados CR para 50 W y 250 MW

CR	*P_v[2] [bar]*	*Consumo Anual Biogás [GWh-PCS/año]*	*V_HP [m3]*	*V_LP [m3]*	*LCOE [€/MWh]*
50 MW	*212*	*763,6*	*31,49*	*67,25*	*105,9*
250 MW	*212*	*3818*	*157,4*	*336,2*	*85,02*

Tabla 4-6 Resultados CSSA para 50 MW y 250 MW

CSSA	*P_v[2] [bar]*	*Consumo Anual Biogás [GWh-PCS/año]*	*V_HP [m3]*	*V_LP [m3]*	*LCOE [€/MWh]*
50 MW	*230*	*777,3*	*39,75*	*67,54*	*84,98*
250 MW	*230*	*3887*	*198,8*	*337,7*	*66,37*

Los cálculos se han hecho para dos tamaños representativos de 50 y 250 MW. **El ciclo seleccionado es el CSSA** por además de ser más sencillo tener un menor LCOE y valores similares de volumen y consumo de biogás.

Capítulo 5. CICLO BRAYTON: DISEÑOS

5.1 RESULTADOS CSSA

El ciclo seleccionado es el ciclo simple sin agua, por su compromiso entre sencillez y coste. A continuación se detallarán los resultados completos de este ciclo, es decir, las propiedades termodinámicas de cada punto del ciclo, los parámetros técnicos y los parámetros económicos.

En la Tabla 5-1 se pueden observar las propiedades resultantes asociadas a cada uno de los puntos del ciclo, como entalpía, presión y temperatura, obtenidas con el programa EES.

Tabla 5-1 Propiedades en cada punto del ciclo CSSA

Punto del Ciclo	*h [kJ/kg]*	*p [bar]*	*T [ºC]*
[1]	*-235,20*	*85,00*	*28,02*
[2]	*-203,20*	*300,00*	*56,87*
[3]	*305,80*	*225,40*	*371,90*
[4]	*514,40*	*220,90*	*540,00*
[5]	*418,50*	*104,10*	*452,20*
[6]	*-90,52*	*102,00*	*58,54*
[7]	*-235,20*	*100,00*	*30,00*

En las tablas Tabla 5-2 y Tabla 5-3 se muestra un desglose de todos los parámetros relevantes calculados para el ciclo. En la primera parte se detallan los parámetros económicos y en la segunda los técnicos.

Tabla 5-2 Resultados económicos ciclo CSSA

Parámetro	*Resultado numérico*	*Unidades*
CAPEX	*32,770*	*€/MWh*
OPEX O&M	*16,370*	*€/MWh*
OPEX Electricidad	*15,370*	*€/MWh*
OPEX Combustible	*20,460*	*€/MWh*
LCOE	*84,980*	*€/MWh*
TVM	*84,980*	*€/MWh*
Prima	*3,057*	*€/MWh*
Inversión	*100,000*	*M€*
$Coste_{uAcumulador}$ [50 L]	*64851*	*€/L*

Cabe destacar que la tarifa de venta normalizada (TVM) es igual al LCOE debido a que se ha impuesto que el wacc y la TIR sean iguales (VAN = 0) para poder calcular la prima necesaria a partir de la cual el proyecto comenzaría a ser rentable. La prima se calcula como la TVM menos el precio pool de descarga (81,92 €/MWh).

Tabla 5-3 Resultados técnicos ciclo CSSA

Parámetro	*Resultado numérico*	*Unidades*
Eficiencia	*34,590*	*%*
RTE	*3,003*	*p.u.*
ratio	*39,090*	*%*
Consumo anual biogás	*777,300*	*GWh-PCS / año*
$\dot{W}_c$	*49,958*	*MW*
$\dot{W}_t$	*50,000*	*MW*
V_{HP-CO_2}	*9,276*	m^3
$V_{HP-total}$	*39,950*	m^3
V_{LP-CO_2}	*10,130*	m^3
$V_{LP-total}$	*67,540*	m^3
Energía Eléctrica Ciclo IN	*249,8*	*MWh*
Energía Térmica Ciclo IN	*1919*	*MWh*
Energía Eléctrica Ambiente OUT	*1130*	*MWh*
Energía Térmica Ambiente OUT	*288*	*MWh*

Energía Eléctrica Ciclo OUT	*750*	*MWh*

Además de la eficiencia y del RTE, se ha incluido la ratio, definida como la relación entre la energía eléctrica obtenida entre la energía del combustible suministrada.

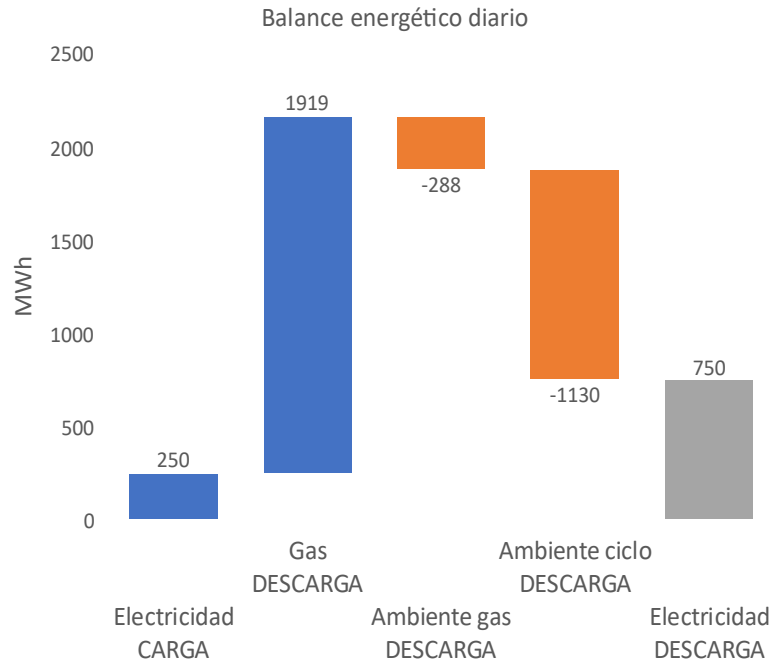


Figura 5-1 Balance energético diario ciclo Brayton

En la Figura 5-1 podemos ver la energía que se aporta al sistema, en la Tabla 5-3 se corresponde a la energía eléctrica y térmica "IN" marcada en azul. La energía marcada en naranja son las pérdidas eléctricas y térmicas llamadas ambiente "OUT" y finalmente la electricidad disponible en la descarga en gris, correspondiéndose con la energía eléctrica ciclo "OUT". El gas se ha calculado teniendo en cuenta que el biogás ha producido un total del 1631 MWh con un rendimiento del quemador del 84,99%. Con respecto a la electricidad,

se ha calculado como el producto del trabajo del compresor por las horas de carga y como el producto del trabajo de la turbina por las horas de descarga.

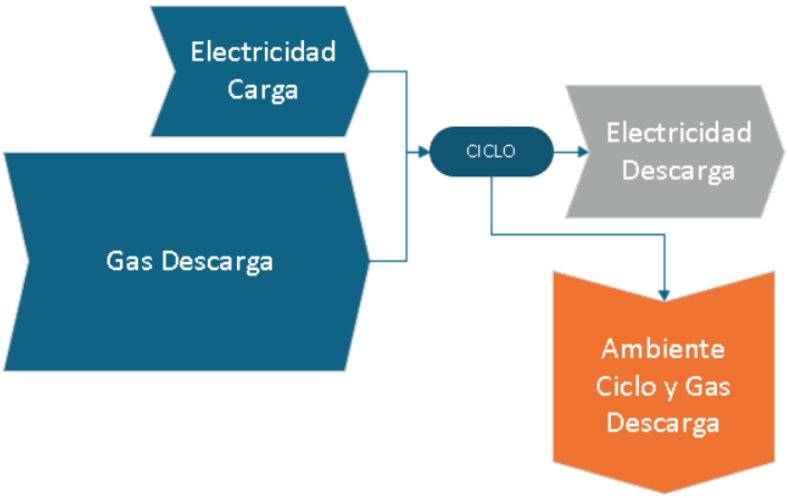


Figura 5-2 Diagrama Sankey ciclo Brayton

La Figura 5-2 es una representación visual de la Figura 5-1, donde se consume cierta electricidad y se quema cierto gas para obtener electricidad en otro momento. Además, como consecuencia se obtienen unas pérdidas energéticas que van al ambiente.

5.2 DISEÑO TUBERÍAS

El diseño se ha realizado siguiendo la metodología explicada en el *3.2 Diseño* Tuberías y partiendo de los datos del ciclo obtenidos para cada punto mediante el programa EES, detallados en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4 Propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo CSSA para diseño de tuberías

Punto	*p [bar]*	*T [ºC]*	*ρ [kg/m³]*	*μ[m²/s]*	*ṁ[kg/s]*
1	*85*	*28,02*	*753,90*	*8,47E-08*	*1563*
2	*300*	*56,87*	*842,60*	*9,53E-08*	*1563*
3	*225,4*	*371,90*	*185,00*	*1,79E-07*	*521*
4	*220,9*	*540,00*	*138,60*	*2,72E-07*	*521*
5	*104,1*	*452,20*	*75,57*	*4,44E-07*	*521*
6	*102*	*58,54*	*312,40*	*7,83E-08*	*521*
7	*100*	*30,00*	*771,50*	*8,65E-08*	*521*

Siguiendo la norma ASME B36.10M, los resultados se presentan en la Tabla 5-5. Además, el material seleccionado es Inconel 740H, una aleación Ni-Cr-Co ampliamente utilizada en tuberías para transporte de CO_2, en aplicaciones donde se operan altas presiones y temperaturas, y se requiere una elevada resistencia mecánica.

Tabla 5-5 Diseño tuberías por tramos

Tramo	*Nº tuberías*	*DN [mm]*	*Schedule*
1-2	*1*	*750*	*20*
2-3	*1*	*600*	*80*
3-4	*1*	*550*	*60*
4-4	*1*	*600*	*60*
5-6	*1*	*750*	*30*
6-7	*1*	*550*	*20*
7-1	*1*	*450*	*20*

5.3 PREDISEÑO TURBOMÁQUINAS

El diseño se ha realizado siguiendo la metodología explicada en el *3.3* Prediseño Turbomáquinas y partiendo de los datos del ciclo obtenidos para cada punto mediante el programa EES, detallados en la Tabla 5-6.

Tabla 5-6 Propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo CSSA para prediseño turbomáquinas

Punto	*p [bar]*	*T [ºC]*	*ρ [kg/m³]*	*h[kJ/kg]*	*s[kJ/kg-K]*	*ṁ[kg/s]*
1	*85*	*28,02*	*753,90*	*-235.20*	*-1.510*	*1563*
2	*300*	*56,87*	*842,60*	*-203.20*	*-1.494*	*1563*
3	*225,4*	*371,90*	*185,00*	*305.80*	*-0.326*	*521*
4	*220,9*	*540,00*	*138,60*	*514.40*	*-0.034*	*521*
5	*104,1*	*452,20*	*75,57*	*418.50*	*-0.014*	*521*
6	*102*	*58,54*	*312,40*	*-90.52*	*-1.063*	*521*
7	*100*	*30,00*	*771,50*	*-235.20*	*-1.517*	*521*

Con el método de Baljé, se obtiene la configuración de las turbomáquinas, la velocidad y el diámetro específico, el número de etapas, la velocidad de rotación y el rendimiento. La velocidad específica se obtiene con la Ecuación 5.1:

$$w_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{V^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta h_{is}}{z}\right)^{\frac{3}{4}}} \qquad [5.1]$$

Por ello, es necesario calcular tanto el flujo volumétrico como el salto de entalpía isentrópico. El flujo volumétrico depende del número de etapas, ya que la densidad varia durante la compresión o expansión. En las tablas siguientes se ha calculado para cada una de las cinco etapas el flujo volumétrico correspondiente mediante el programa EES. Cabe destacar que se evalúa a la entrada del rodete si la máquina es una turbina y a la salida si es un compresor.

La Tabla 5-7 corresponde al compresor y la Tabla 5-8**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** a la turbina.

Tabla 5-7 Flujos volumétricos en el compresor

Etapa	*V1*	*V2*	*V3*	*V4*	*V5*
1	*2,073*	*2,073*	*2,073*	*2,073*	*2,073*
2		*1,921*	*1,961*	*1,984*	*1,999*
3			*1,887*	*1,921*	*1,944*
4				*1,872*	*1,900*
5					*1,863*

Tabla 5-8 Flujos volumétricos en la turbina

Etapa	*V1*	*V2*	*V3*	*V4*	*V5*
1	*6,770*	*4,967*	*4,511*	*4,304*	*4,187*
2		*6,770*	*5,488*	*4,967*	*4,686*
3			*6,770*	*5,776*	*5,271*
4				*6,770*	*5,959*
5					*6,770*

Utilizando la Ecuación 5.1 se calcula la velocidad específica en cada una de las etapas para diferentes velocidades de rotación. En este caso, las velocidades de rotación escogidas fueron 4000 rpm, 5000 rpm, 7000 rpm y 10000 rpm de manera que en ningún caso sea una velocidad excesiva.

Los valores obtenidos de velocidad específica, únicamente los de la primera y última etapa, se grafican junto con el número de etapas entre los que seleccionar. El criterio para seleccionar entre el número de etapas depende de los límites asociados a las velocidades específicas, que se muestran en la Figura 5-3. Se busca el valor centrado entre los límites que tenga el menor número de etapas posible con una velocidad de rotación de las escogidas.

Turbomachines	Type	Specific speed
Pumps	Radial	0.5÷1.3
	Mixed flow	1.9÷3.0
	Axial	4.0÷5.0
Hydraulic turbines	Pelton	0.04÷0.1
	Francis	0.5÷2.0
	Kaplan	2.5÷3.5
Compressors	Radial	0.4÷1.0
	Mixed flow	1.0÷2.0
	Axial	1.5÷2.5
Turbines	Radial	0.4÷0.8
	Axial	0.6÷1.2

Figura 5-3 Rangos de velocidad específica para turbomáquinas de alta eficiencia[28]

Habiendo establecido el criterio indicado, al observar la Figura 5-4 correspondiente al compresor, se decide escoger una velocidad de 10000 rpm y una sola etapa para un compresor radial. La velocidad específica es de w_s = 0,72. Al ser esta menor de 0,84, el diámetro específico se define según la Ecuación 5.2:

$$D_s = 2{,}781 \cdot w_s^{-0.988} \quad [5.2]$$

[28] (Gambini & Vellini, 2021)

Una vez obtenido el diámetro específico, que en el caso del compresor es D_s = 3,83, se obtiene el diámetro con la Ecuación 5.3:

$$D = D_s \cdot \frac{V^{\frac{1}{2}}}{(\Delta h_{is})^{\frac{1}{4}}} \qquad [5.3]$$

Este parámetro, es necesario para comprobar que la velocidad periférica del rodete no excede los 450 m/s. En este caso tiene un valor de D = 0,43 m y la velocidad periférica, según la Ecuación 5.4, no presenta ningún riesgo ya que u = 225,9 m/s.

$$u = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot D \qquad [5.4]$$

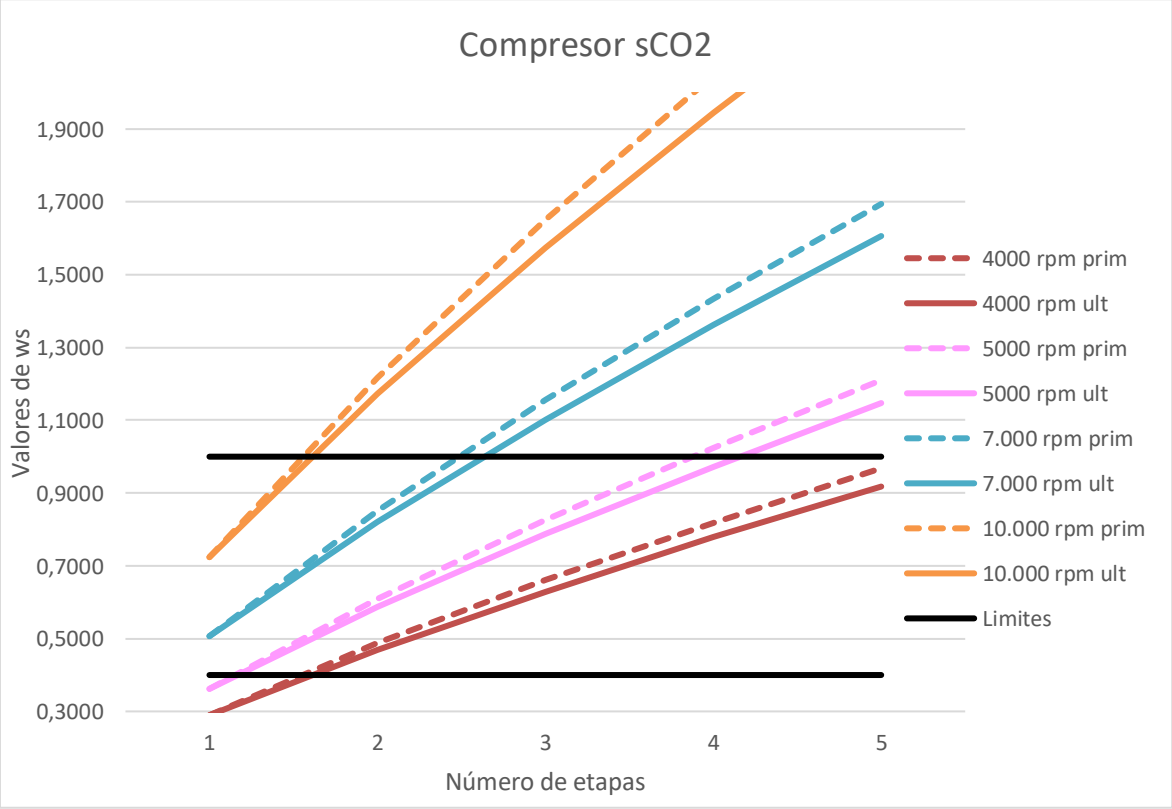


Figura 5-4 Velocidad específica en función de la velocidad de rotación y el nº de etapas de compresión del compresor

Tanto el compresor como la turbina están unidos por el mismo eje, esto implica que las velocidades de rotación de ambos tienen que ser iguales, y por ello la velocidad de la turbina es 10000 rpm. Calculando la velocidad específica según la Ecuación 5.1 y siguiendo los criterios establecidos previamente, se obtiene w_s = 0,45 para una turbina radial de una etapa. En este caso no es posible elegir un número de etapas en el que la velocidad específica esté centrada, ya que con dos etapas se acerca al límite superior y con una se acerca al inferior. Como añadir etapas implica mayor complejidad y coste, se opta por una etapa.

El diámetro específico se define según la Ecuación 5.5 y tiene un valor de D_s = 4,89.

$$D_s = 2{,}56 \cdot w_s^{-0{,}812} \quad [5.5]$$

El diámetro en el caso de la turbina es D = 0,7 m y la velocidad periférica del rodete u = 365,9 m/s se encuentra dentro del límite.

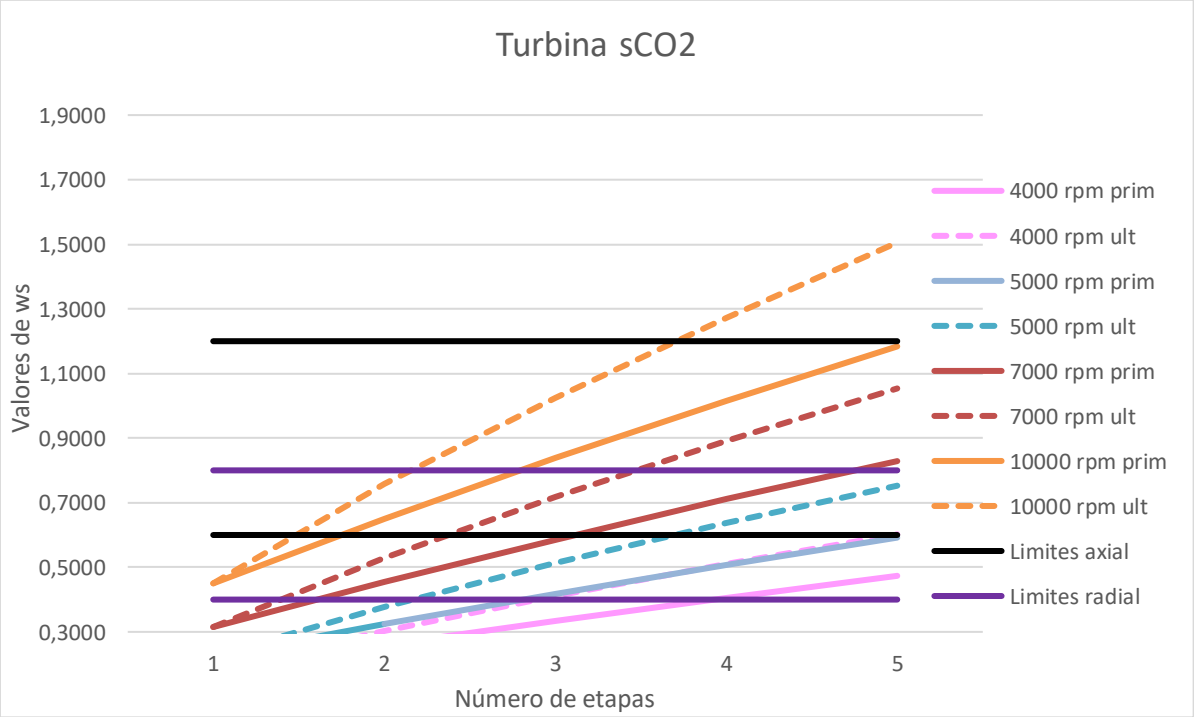


Figura 5-5 Velocidad específica en función de la velocidad de rotación y el nº de etapas de expansión de la turbina

Finalmente, una vez determinados los valores de w_s y D_s, estos se han representado en los diagramas de Baljé para obtener el **rendimiento isentrópico** esperado para el compresor y la turbina. En la Figura 5-6, se muestra el diagrama del compresor y en la Figura 5-7 el de la turbina. El rendimiento del compresor es del 90% y el de la turbina del 80%.

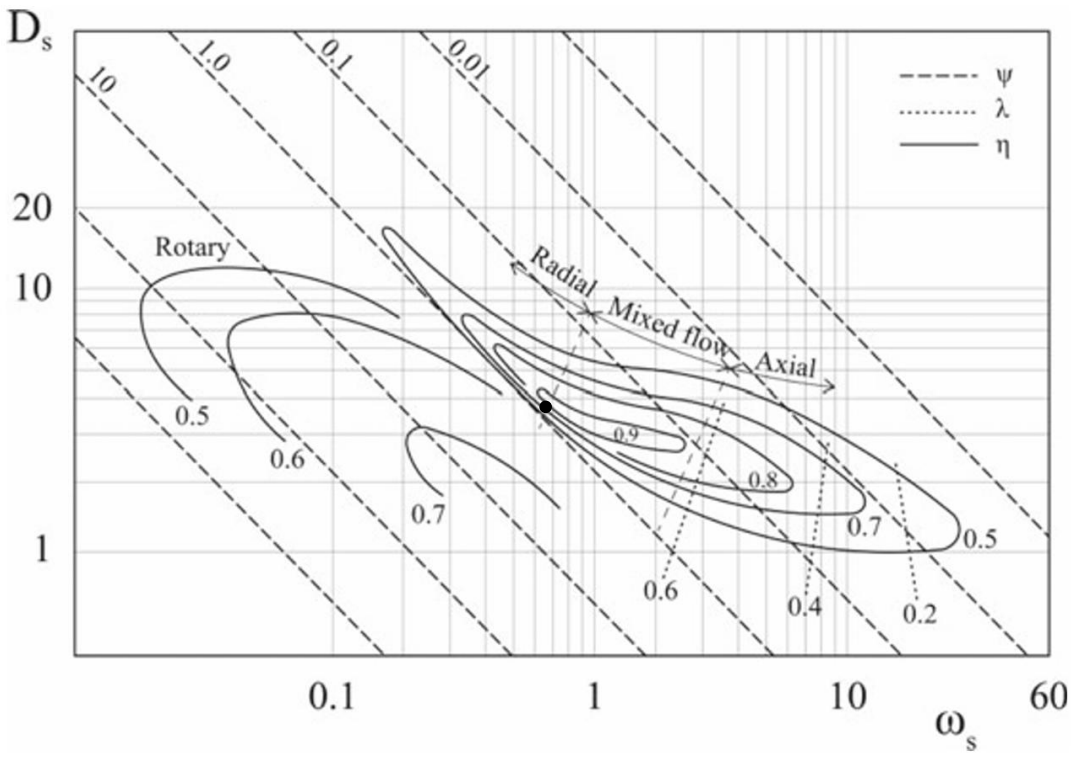


Figura 5-6 Diagrama de Baljé para compresores[29]

Para los cálculos del proyecto se asumió un rendimiento del compresor del 83%, por lo que el valor obtenido es ligeramente superior a lo estimado basado en la experiencia y con un criterio conservador.

[29] (Gambini & Vellini, 2021)

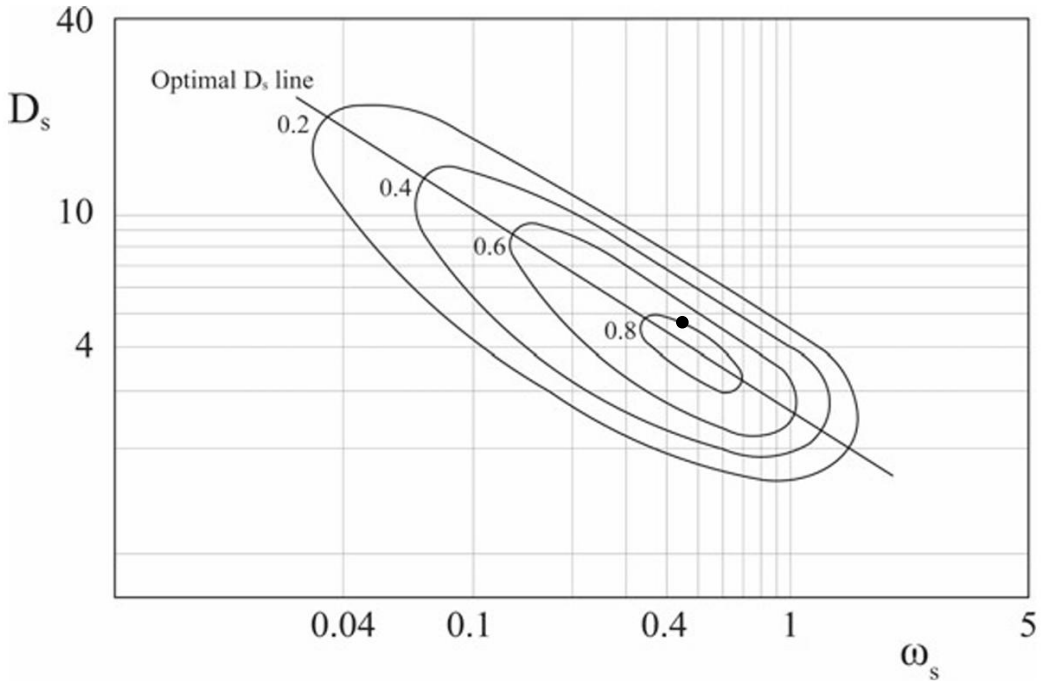


Figura 5-7 Diagrama de Baljé para turbinas radiales[30]

En el caso de la turbina se había considerado una turbina axial con un rendimiento del 87%, sin embargo, gracias a este prediseño se ha identificado una configuración distinta como óptima con un rendimiento del 80%.

En la Tabla 5-9, se ha realizado un resumen del prediseño del compresor y la turbina.

Tabla 5-9 Resumen prediseño de turbomáquinas

[30] (Gambini & Vellini, 2021)

Etapa	*Compresor*	*Turbina*
Configuración	*Radial*	*Radial*
Nº Etapas	*1*	*1*
Velocidad de rotación [rpm]	*10000*	*10000*
w_s	*0,72*	*0,45*
D_s	*3,83*	*4,89*
η	*90%*	*80%*

5.4 ESTIMACIÓN ECONÓMICA

La inversión total estimada para la planta de 50 MW asciende a 100 M€, lo que corresponde a una inversión específica de 2000 €/kW. Esta inversión incluye todos los costes considerados en el modelo económico descrito en este capítulo. En la Tabla 5-10 se resumen los parámetros económicos clave utilizados en el análisis.

Tabla 5-10 Parámetros para estimación económica

Parámetro	*Valor*
Vida del proyecto	*25 años*
Tasa de descuento (WACC)	*7,5%*
Tasa de O&M (% sobre inversión)	*3,5%*

Tasa nominal de incremento O&M	*2,5%*
Tasa nominal de incremento Combustible	*0%*
Tasa nominal de incremento Electricidad	*0%*

El LCOE obtenido para la instalación de 50 MW es de 84,97 €/MWh, calculado para una vida útil de 25 años y una tasa de descuento del 7,5 %.

Dado que el análisis se centra en el cálculo del coste nivelado de la energía y no en la estimación de ingresos por venta de electricidad, no se considera una variación del precio de la electricidad, adoptándose una tasa nominal de incremento nula. Con respecto al combustible, debido a que el gas de vertedero es un subproducto del proceso y no está sujeto a precios de mercado, se ha considerado razonable asumir una tasa de incremento nula.

El valor obtenido se considera razonable para instalaciones de estas características, principalmente debido al aprovechamiento de infraestructuras existentes, lo que ha permitido reducir la inversión inicial, y al uso de gas de vertedero como combustible, cuyo bajo coste contribuye a disminuir el coste total de generación.

El desglose del LCOE muestra que la inversión inicial representa el mayor peso del coste total del proyecto (38,6%), seguido del coste del combustible (24,1%). Estos resultados confirman la relevancia de la inversión inicial y del coste del combustible como variables determinantes en la rentabilidad económica del proyecto.

Capítulo 6. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1 COMBUSTIBLE

6.1.1 BIOGÁS EN MERCADO PRIMARIO

En este análisis únicamente se ha considerado actualización en los costes de mantenimiento. En los precios de biogás y de electricidad en período valle de electricidad no sería esperable actualización. Sin embargo, el precio de la electricidad en **horas punta** está marcado por el gas natural, por lo que sería esperable una actualización de al menos un 3,5%. Bajo estas hipótesis, la **tarifa de venta normalizada** sería:

$$TVN = T^{0}_{e,descarga} \cdot f_{\Sigma,ed} \cdot f_a = 81{,}92 \cdot 15{,}85 \cdot 0{,}08971 = \mathbf{116{,}50}\ €/\boldsymbol{MWh}$$

Al comparar el LCOE (84,97 €/MWh) con la TVN obtenida (116,50 €/MWh), se observa que el biogás proveniente de vertedero alcanza una TIR del 14,59%.

Otra forma de analizar la rentabilidad del sistema consiste en determinar la **tarifa punta de hoy** necesaria para que la TIR sea igual al wacc, es decir, para que el VAN sea nulo:

$$T^{0,VAN=0}_{e,descarga} \cdot f_{\Sigma,ed} \cdot f_a = LCOE \Rightarrow T^{0,VAN=0}_{e,descarga} = \frac{LCOE}{f_{\Sigma,ed} \cdot f_a} \qquad [6.1]$$

Esa tarifa, dependiente de cada escenario, se ha de comparar con la del mercado en horas de descarga ($81{,}92 \frac{€}{MWh}$). Dado que el biogás presenta costes elevados, para que este sistema resulte económicamente viable puede ser necesario recurrir a algún tipo de subvención.

$$Precio\ pool\ descarga + \ Prima = \ T_{e,descarga}^{0,VAN=0} \qquad [6.2]$$

En la Tabla 6-1 se muestran para los distintos combustibles analizados, la subvención necesaria, la tarifa de descarga, el LCOE, el coste del combustible y la posibilidad de aprovechamiento de infraestructura. Donde de los combustibles, sólo el biometano y el gas natural provienen de la red, y todos los tipos de biogás se consumen in-situ.

Tabla 6-1 Comparativa de rentabilidad según la tarifa punta para que el VAN sea igual a cero

Combustible	*Coste combustible [€/MWh-PCS]*	*LCOE [€/MWh]*	*Tarifa descarga (VAN = 0) [€/MWh]*	*Prima [€/MWh]*	*Infraestructura*
Biometano de red	*85,00*	*306*	*215*	*133*	*existente*
Gas Natural	*45,00*	*192*	*135*	*53*	*existente*
Biogás de vertedero	*7,21*	*85*	*60*	*-22*	*existente*
Biogás de FORSU o EDAR	*31,53*	*183*	*128*	*46*	*nueva*
Biogás de rastrojos de cereal	*45,05*	*221*	*155*	*73*	*nueva*
Biogás de purines o rastrojo de maíz	*63,06*	*272*	*191*	*109*	*nueva*

Al realizar la comparativa se observa que el gas natural aprovechando infraestructura existente requiere una prima moderada, al igual que el biogás producido in-situ en instalación nueva de FORSU o EDAR. Y el biogás de vertedero producido in-situ, aprovechando infraestructura existente (o gas de refinería) no requiere prima. Por lo tanto, este último es el combustible más rentable.

Sin embargo, en este análisis se asume que la participación se limita al mercado primario (o arbitraje) cuando también es posible participar en mercados secundarios, tales como regulación de frecuencia, servicios de subida y bajada de reservas y mercado de capacidad.

A modo de ejemplo, se muestra el reparto de ingresos de baterías *standalone* o hibridadas en US.[31]

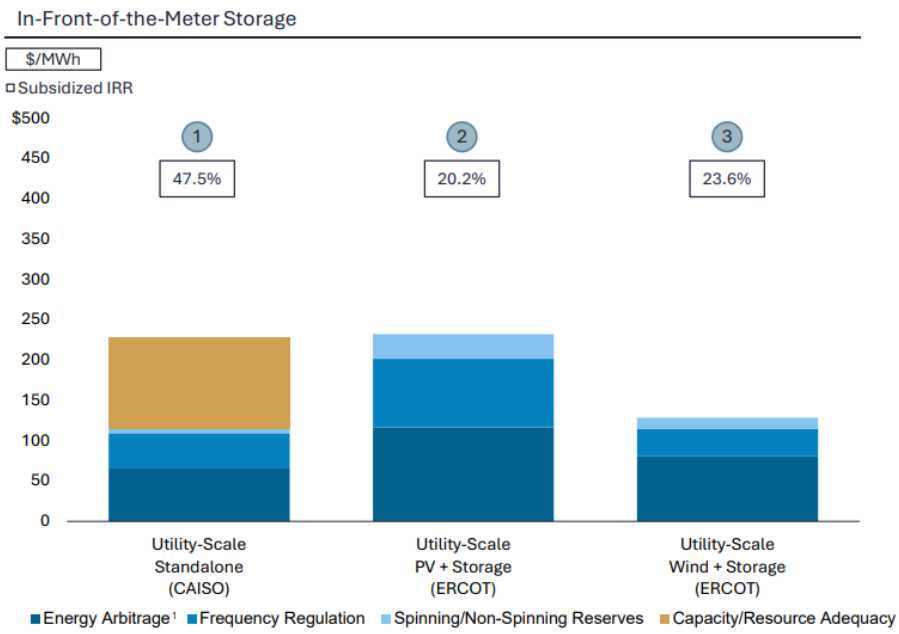


Figura 6-1 Reparto de ingresos de baterías standalone o hibridadas en Estados Unidos

[31](*LCOE lazard,* 2025)

En la Figura 6-1 se observa que en baterías *standalone* los ingresos procedentes de mercados secundarios son aproximadamente 2,5 veces superiores a los obtenidos mediante participación en el arbitraje o mercado primario. Eso sería equivalente a una prima de: $(81{,}92 - 46{,}16) \cdot 2{,}5 = 89{,}4\,€/MWh$

Con una prima de este orden, se cubrirían los sobrecostes asociados al gas natural, al biogás procedente de FORSU o EDAR y al aprovechamiento de rastrojos de cereal. Es decir que, participando en los mercados secundarios, únicamente quedarían fuera de rentabilidad el biometano inyectado a red y el biogás producido a partir de purines o maíz.

6.1.2 HIBRIDACIÓN BIOMETANO / GAS NATURAL

Se explora la posibilidad de hibridar biometano con gas natural debido al elevado coste del biometano y a su disponibilidad limitada a corto plazo. Para ello se ha calculado el coste de cada combustible y las emisiones específicas asociadas, ponderando según el porcentaje de hibridación.

Los costes del gas natural y del biometano ya se justificaron para cálculos anteriores y son de 45 €/MWh y de 85 €/MWh respectivamente.

Multiplicando el consumo anual por el factor de emisiones se obtienen las emisiones anuales, y todo ello se divide entre la generación eléctrica anual nominal para obtener las emisiones específicas asociadas a la tecnología.

$$Emisiones\ CO_2\ específicas:$$

$$Consumo\ anual\ GN\ [GWh - PCS/año] \cdot \frac{182\text{g}\frac{\text{CO}_2}{\text{kWh} - \text{PCS}}}{\frac{50\ MW}{10^3} \cdot \frac{15h}{día} \cdot \frac{365días}{año}}$$

Tabla 6-2 Comparativa de coste y emisiones específicas para la hibridación de biometano y gas natural

	Reemplazo de biometano por gas natural	*Planta típica futura biogás (100 GWh)*[32]	*Planta grande futura (Meirama, 300 GWh)*[33]
Coste [€/MWh]	*45,0*	*50,15*	*60,44*
Emisiones específicas [g CO2/kWh]	*517,0*	*450,30*	*317,33*
Consumo anual GN [GWh-PCS/año]	*777,3*	*677,30*	*477,30*

Las emisiones son neutras si se usa biometano, pero la demanda es grande comparada con su disponibilidad actual (apenas 650 GWh), aunque será aceptable una vez desarrollado el potencial previsto de 100 TWh. En este contexto, la hibridación con gas natural permitiría alcanzar una escala de suministro y un nivel de emisiones razonables.

6.1.3 ALTERNATIVA AL GAS DE VERTEDERO: GAS DE REFINERÍA

La viabilidad económica demanda combustible de bajo coste, y el gas de vertedero in-situ está limitado en tamaño y tiempo. Se plantea como alternativa el **gas de refinería**, que se produce como producto secundario y con la descarbonización cada vez se demanda menos y se quema en antorcha. Para este combustible se puede asumir el aprovechamiento de infraestructuras.

[32] (Gasnam, 2025)
[33] (Rubén Rodríguez Vázquez & Economía Digital Galicia, 2023)

Se toma como medida representativa del tamaño la producción de hidrógeno en refinerías españolas[34], por falta de datos desglosados por refinerías sobre la producción de gas de refinería.

Se muestra en la Figura 6-2 los datos de 2023, donde se han marcado en amarillo los que tienen como tipo de proceso reformado y cuyo uso final es el refinado. Teniendo en cuenta las once refinerías, la producción de hidrógeno total resulta de 414440 kt H_2/año.

Project name	Process type	Subprocess	End-use	Production (	Production (	Output T/ye
Tenerife Biomca Química	By-product	Chlor-alkali	Other	84		52,08
San Roque CEPSA	Reforming	Unknown	Refining	17520		13687,8441
Huelva Fertiberia	Reforming	Unknown	Ammonia	71021		47584,07
Huelva Electroquímica Onubense	By-product	Chlor-alkali	Other chemic	1232		763,84
Huelva/La Rabida CEPSA	Reforming	Unknown	Refining	86262		67393
Cartagena Repsol	Reforming	Unknown	Refining	146000		122506
Puertollano Repsol	By-product	Ethylene	Refining	1742,262		1361,17641
Puertollano Fertiberia	Reforming	Unknown	Ammonia	35510,5		21343,0554
Puertollano Air Liquide	Reforming	Unknown	Refining	42000		29976,3786
Puertollano Repsol	Reforming	Unknown	Refining	17000		11449,9121
Castellon de la Plana BP	Reforming	Unknown	Refining	81904,4648		63989,4719
Vila-seca Ercros	By-product	Chlor-alkali	Other chemic	4816		2985,92
Tarragona Dow	By-product	Ethylene	Other chemic	11529,675		9007,78506
Tarragona Repsol	By-product	Ethylene	Refining	11990,862		9368,09646
Tarragona Repsol	By-product	Styrene	Refining	8900,1		6953,37794
Tarragona Air Products	Reforming	Unknown	Refining	52773,8345		41230,5948
Tarragona Repsol	Reforming	Unknown	Refining	26000		18478,5896
Monzon del Rio Cinca Quimica del Cinca	By-product	Chlor-alkali	Other chemic	1680		1041,6
Sabinanigo Ercros	Reforming	Unknown	Ammonia	1597,9725		1070,64158
Sabiñánigo Ercros	By-product	Chlor-alkali	Other	1260		781,2
Sabiñánigo Ercros	By-product	Sodium chlora	Other	2367,9		1764,0855
Muskiz Repsol	Reforming	Unknown	Refining	70000		50645
Hernani Electroquimica de Hernani	By-product	Chlor-alkali	Other chemic	840		520,8
Hernani Electroquimica de Hernani	By-product	Sodium chlora	Other chemic	229,6945		171,122403
Torrelavega Bondalti Chemicals	By-product	Chlor-alkali	Other chemic	1680		1041,6
La Coruña Air Liquide	Reforming	Unknown	Refining	24528		19162,9818
La Coruña Repsol	Reforming	Unknown	Refining	24000		17110
Aviles Nippon Gases Europe	Reforming	Unknown	Other chemic	7878,99839		5869,8538
H2F (Phase 1)	Water electro	Unknown	Ammonia	3305,66038	20	2247,84906
Pamesa - eCombustible	Water electro	Unknown	Industrial hea	1322,26415	8	899,139623
Zona Franca de Barcelona (HRS) (Phase 1)	Water electro	Unknown	Mobility	413,207547	2,5	280,981132
Green Hysland/Power to Green Hydrogen Mallorca (Phase 1)	Water electro	Unknown	Mobility	413,207547	2,5	280,981132
Guadacorte H2	Water electro	Unknown	Other chemic	165,283019	1	112,392453
Basque Hydrogen Corridor/BH2C - Muskiz refinery (Phase 1)	Water electro	Unknown	Refining	413,207547	2,5	280,981132

Figura 6-2 Producción de hidrógeno en España en 2023

[34] (European Hydrogen Observatory, 2023)

La producción conjunta de gas de refinería en España[35], tomando como valor medio mensual 180 kt, es de 2160 kt/año. En la Tabla 6-3 se reparte en función del porcentaje del hidrógeno calculado anteriormente.

Tabla 6-3 Análisis de disponibilidad de combustible por refinerías

	H_2 [kt/año]	*%*	*Gas refinería [kt/año]*	*Potencia bruta [MW]*	*Gas consumido [GWh/año]*	*Capacidad CCDES [MWe]*	*% Gas usado en descarga para 50 MW*
Cartagena Repsol	*122506*	*29,56*	*638,48*	*911,1*	*4988*	*321*	*9,7 [1]*
Huelva CEPSA	*67393*	*16,26*	*351,24*	*501,2*	*2744*	*177*	*17,7 [1]*
Castellón de la Plana BP	*63989*	*15,44*	*333,50*	*475,9*	*2605*	*168*	*18,6 [1]*
Muskiz Repsol	*50645*	*12,22*	*263,95*	*376,6*	*2062*	*133*	*23,6 [1]*
Puertollano Air Liquide	*29976*	*7,23*	*156,23*	*222,9*	*1221*	*79*	*39,8 [2]*
La Coruña Air Liquide	*19163*	*4,62*	*99,87*	*142,5*	*780*	*50*	*62,3 [2]*

[35] (MITECO, 2023)

Tarragona Repsol	*18479*	*4,46*	*96,31*	*137,4*	*752*	*48*	*64,6 [2]*
La Coruña Repsol	*17110*	*4,13*	*89,17*	*127,2*	*697*	*45*	*69,7 [2]*
San Roque Algeciras CEPSA	*13688*	*3,30*	*71,34*	*101,8*	*557*	*36*	*87,2 [3]*
Puertollano Repsol	*11450*	*2,76*	*59,68*	*85,2*	*466*	*30*	*104,2 [3]*
Tarragona Air Products	*41231*	*0,01*	*0,21*	*0,3*	*2*	*0*	*28937,6 [3]*
	414400		*21600*				

Una vez repartida la producción por refinerías se calcula la potencia bruta. Esta corresponde a la energía que se produciría si se consumiera la totalidad del combustible disponible y se calcula como el producto del gas y su poder calorífico (PCI = 45 MJ/kg), asumiendo que funciona las 8760 horas del año.

El gas consumido hace referencia a la energía (asociada al gas) que se consumiría durante la descarga, considerando un régimen de 15 horas diarias durante los 365 días del año. Al dividir este valor entre los 777,3 GWh consumidos en el ciclo analizado, se obtiene el tamaño que podría tener el CCDES si se alimentara exclusivamente con cada uno de los gases considerados.

Por último, en la última columna se indica el porcentaje del gas disponible en cada refinería que sería necesario emplear para alimentar un CCDES de 50 MW.

Se han identificado con "*[1]*" aquellas refinerías que presentan una mayor disponibilidad de gas de refinería, para las cuales únicamente sería necesario consumir un porcentaje reducido de su producción. La marca "*[2]*" corresponde a las que requerirían aproximadamente la mitad de su producción, mientras que la marca "*[3]*" agrupa el resto de casos, en los que sería necesario consumir casi la totalidad del gas disponible o incluso más del que se produce.

Se observa, por ejemplo, que en el caso de la refinería de Repsol en Cartagena sería suficiente con consumir únicamente el 9,7 % de su producción de gas. Teniendo en cuenta que este gas no puede inyectarse directamente en la red y, por tanto, no se comercializa, y considerando además la tendencia a un excedente creciente debido a la descarbonización de sus procesos, su aprovechamiento en este tipo de sistemas se presenta como una alternativa viable.

6.2 *BENCHMARKING*

El sistema analizado en este trabajo es un sistema de almacenamiento de 50 MW de potencia, con una inversión estimada de 100 M€, lo que equivale a una inversión específica de 2.000 €/kW. Esta estimación asume el aprovechamiento de una instalación existente y una temperatura de entrada a la turbina de 540 ºC.

$$LCOE = \frac{INV \cdot f_a + INV \cdot f_m \cdot f_a \cdot f_{\Sigma om} + \dot{W} \cdot 5 \cdot T_e + \left(\frac{\dot{Q}_{34}}{0{,}85}\right) \cdot 15 \cdot T_g}{\dot{W} \cdot 15 \cdot 365} = 84{,}97 \frac{€}{MWh}$$

Referida a la energía diaria de descarga, que asciende a 750 MWh, la inversión equivale a 133,33 €/kWh. Por su parte, referida a la potencia instalada de 50 MW, la inversión anualizada se sitúa en 465,21 €/kW·año.

$$LCOS_{energía} = \frac{INV}{Energía_{descarga\ por\ ciclo}} = \frac{100\ M€}{750.000\ kWh} = 133{,}33\ €/kWh$$

$$LCOS_{potencia} = \frac{LCOE \cdot \dot{W}[MW] \cdot 15 \cdot 365}{W[kW]} = 465{,}21 \frac{€}{kW \cdot año}$$

Para la comparativa con sistemas de almacenamiento mediante baterías eléctricas, el sistema analizado se escala a una potencia de 100 MW y una capacidad de almacenamiento de 1,5 GWh. Bajo esta configuración, se obtiene un LCOE de 75,5 €/MWh. Cabe destacar que, escalando la potencia de 50 a 65, se conseguiría ya un VAN positivo, con un LCOE de 81,07 €/MWh.

Las baterías eléctricas[36], como se muestra en la Figura 6-3 suelen dimensionarse con duraciones de descarga de entre 2 y 4 horas, dado que el coste aumenta significativamente con la capacidad energética instalada. Para poder compararlas con el sistema analizado, que presenta una duración de descarga de 15 horas, es necesario escalar la duración de estas a la del sistema:

$$129 \cdot 200 = 115 \cdot 400 \cdot \left(\frac{2}{4}\right)^{n} \Rightarrow n = 0{,}8343$$

$$X \cdot 1500 = 115 \cdot 400 \cdot \left(\frac{15}{4}\right)^{0{,}8343} \Rightarrow X = \mathbf{92{,}37 €/MWh}$$

[36](*LCOE lazard*, 2025)

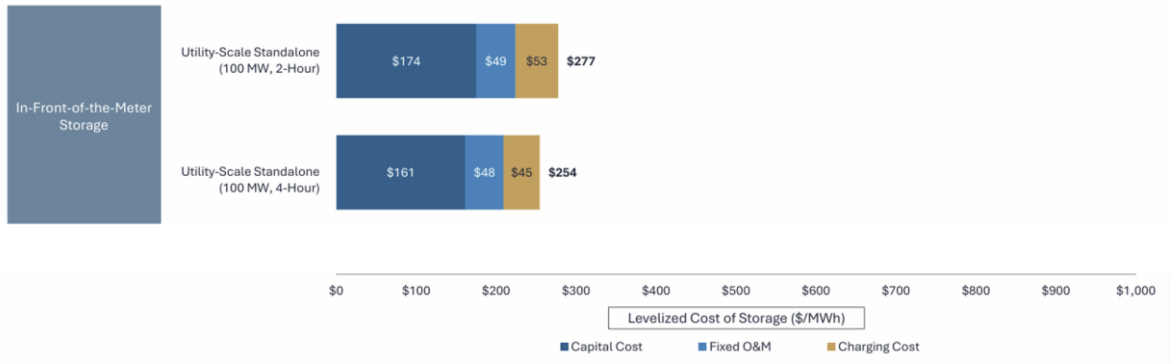


Figura 6-3 Desglose del LCOE para baterías *standalone* de 100 MW y duraciones de 2 y 4 horas

Se concluye que, en comparación con las baterías eléctricas, el sistema CCDES presenta un menor coste, alcanzando la paridad con estas para un precio del gas de 13,15 €/MWh. Además, con este sistema se exporta energía síncrona y no se depende de materiales críticos para su fabricación.

6.3 PLANTA PILOTO

Actualmente en España hay 22 plantas de biometano en funcionamiento. A partir de los datos recogidos en la Figura 6-4, elaborada a partir de información de Sedigas[37], se obtiene que el tamaño medio de estas instalaciones es de aproximadamente 35 GWh, con una producción anual conjunta del orden de 734 GWh.

[37] (Sedigas, 2025)

Denominación	Tipología	Promotor	Localidad	Provincia	Inyección a Red	Operador Red	Entrada en operación	GWh / año (*cn)
Valdemingomez	Residuo Municipal	PreZero	Madrid	Madrid	Transporte	Enagas	feb-12	180
Elena	Vertedero	Naturgy	Cerdanyola del Vallès	Barcelona	Distribución	Nedgia	jun-21	12
Unue	Industrial	Enagás Renovable	Villalonquéjar	Burgos	Distribución	Nedgia	sep-21	20
Torres Santamaria	Agroganadero	Axpo Iberia	Vallfogona Balaguer	Lleida	Distribución	Nedgia	dic-21	30
Bens	EDAR	Naturgy	A Coruña	A Coruña	Distribución	Nedgia	ene-22	8
La Galera	Agroganadero	Biometagás	La Galera	Tarragona	Transporte	Enagas	abr-23	50
Biovelgas	Agroganadero	Nortegas	Ólvega	Soria	Distribución	Redexis	abr-23	30
Can Mata	Vertedero	PreZero	Els Hostalets de Pierola	Barcelona	Distribución	Nedgia	jun-23	70
BioVO	EDAR	Consorcio BS+GRVO (*)	Granollers	Barcelona	Distribución	Nedgia	oct-23	22
Vila-Sana	Agroganadero	Naturgy	Vila-Sana	Lleida	Distribución	Nedgia	jul-24	12
Lleida#1	Agroganadero	Cycle 0	Vallfogona de Balaguer	Lleida	Distribucion	Nedgia	sep-24	15
Lleida#2	Agroganadero	Cycle 0	Bellcaire d'Urgell	Lleida	Distribucion	Nedgia	sep-24	15
Lorca	Agroindustrial	BioRed Lorca	Lorca	Murcia	Distribución	Redexis	ene-25	30
Coren	Agroganadero	Coren	Arrabaldo	Ourense	Distribución	Nedgia	mar-25	25
Almazán	Agroganadero	Redexis Renovables	Almazán	Soria	Distribución	Nedgia	abr-25	25
Montes de Toledo	Agroganadero	Biomethane Initiatives	Noez	Toledo	Distribución	Nedgia	may-25	40
Biogastur	Agroganadero	Biogastur-CLA	Navia	Asturias	Distribución	Nortegas	jun-25	
Cabanillas	Agroganadero	E-Cogeneración Cabanillas	Cabanillas	Navarra	Distribución	Nedgia	jul-25	22
Ecogalia	Industrial	Cycle 0 / Toysal	Porriño	Pontevedra	Distribucion	Nedgia	oct-25	40
Artajona	Agroganadero	Cycle 0	Artajona	Navarra	Distribucion	Nedgia	nov-25	15
Manlleu	Agroganadero	Cycle 0	Manlleu	Barcelona	Distribucion	Nedgia	nov-25	15
La Calahorra	Agroganadero	AGR Biogás	La Calahorra	Granada	Disbribución	Redexis	dic-25	58

Figura 6-4 Tamaño medio plantas biometano en funcionamiento en España

En cuanto a las 19 plantas que se encuentran en construcción, según Gasnam[38], el tamaño medio proyectado es de 63 GWh, con una producción anual estimada de 1.196 GWh. Para las plantas aún en proyecto, se estima un tamaño medio de 72 GWh.

Este valor de 72 GWh se emplea como referencia para el diseño de una **planta piloto** en el marco de este proyecto. Considerando una potencia de 50 MW y un consumo anual de 777,3 GWh, el tamaño proporcional de la planta piloto se calcula como:

$$\left(\frac{50\ MW}{777{,}3\ GWh}\right) \cdot 72\ GWh = 4{,}63\ MW$$

[38] (Gasnam, 2025)

De este modo, la planta piloto permite validar la operación del sistema a escala reducida (**5 MW**) antes de un posible despliegue a mayor tamaño.

Ese prototipo para el biogás del vertedero (por asemejar su precio al gas de refinería), que para una planta de 50 MW no requería prima, ve incrementado su coste hasta 64,18 €/MWh al aplicarse la ley de escala. Aun así, este valor sigue considerándose razonable dentro del marco económico del proyecto.

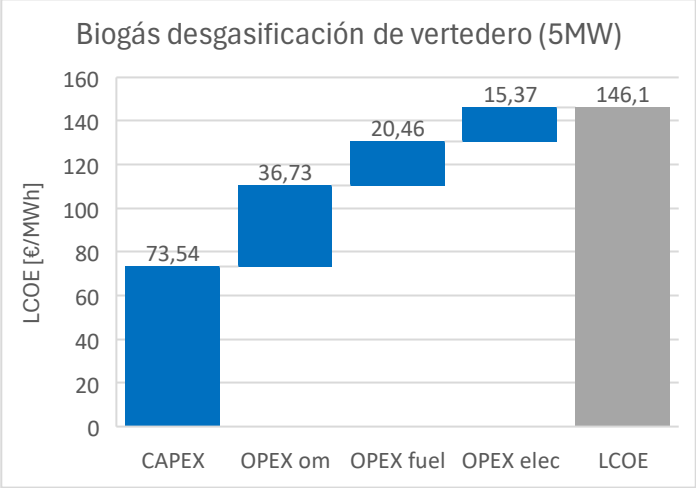


Figura 6-5 Desglose LCOE del biogás de desgasificación de vertedero (5 MW)

Además, existe un posible suministrador para la planta piloto, como se muestra en la Figura 6-6[39]. La empresa **ECHOGEN** ofrece un sistema de 8 MW [40] que podría emplearse para esta demostración a escala reducida.

[39] (*ECHOGEN*)
[40] (ECHOGEN Power Systems)

Figura 6-6 Sistema de 8MW de ECHOGEN

Capítulo 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En el presente trabajo se ha analizado la viabilidad técnica y económica de un sistema de almacenamiento de energía basado en la compresión de CO_2 en estado supercrítico, integrado en un ciclo Brayton. Los resultados obtenidos permiten concluir que esta tecnología constituye una alternativa viable y prometedora para el almacenamiento energético, especialmente en un contexto en el que el sistema eléctrico demanda soluciones que mejoren la flexibilidad operativa y la capacidad de gestión de la energía.

Desde el punto de vista termodinámico, el uso de CO_2 supercrítico como fluido de trabajo demuestra claras ventajas frente a los ciclos Brayton convencionales. La elevada densidad del CO_2 al trabajar cerca del punto crítico permite reducir de forma significativa el trabajo específico de compresión, lo que se traduce en un aumento de la eficiencia global del sistema y en un diseño más compacto de turbomáquinas e intercambiadores.

A partir de esta base técnica, se ha llevado a cabo un análisis comparativo de distintas configuraciones del ciclo. Los resultados permiten descartar el Ciclo Simple (CS), debido a su mayor complejidad, menor eficiencia y mayor LCOE. Aunque la configuración con recompresión (CR) mejora el comportamiento del regenerador y el aprovechamiento térmico del ciclo, el Ciclo Simple Sin Agua (CSSA) se presenta como la opción más equilibrada. Esta configuración ofrece un compromiso óptimo entre eficiencia, simplicidad constructiva y coste, mostrando además un comportamiento similar al ciclo de recompresión en cuanto a consumo de combustible y volúmenes de almacenamiento. Por estos motivos, el CSSA se ha seleccionado como la configuración óptima.

La elección del combustible para el aporte de la fuente térmica resulta igualmente determinante en la viabilidad global del sistema. El uso de biomasa ha sido descartado debido a su limitación en la temperatura de entrada a la turbina, lo que reduce la eficiencia del ciclo y conduce a un consumo energético excesivo. El biometano permite alcanzar

temperaturas más elevadas y mejorar el rendimiento, pero presenta un LCOE elevado y problemas de disponibilidad a corto plazo. En este contexto, el biogás, y en particular el procedente de desgasificación de vertedero, se identifica como la alternativa más adecuada, al combinar un bajo coste, especialmente cuando se aprovechan infraestructuras existentes, y una disponibilidad razonable.

Desde el punto de vista económico, el sistema analizado presenta resultados competitivos para una tecnología emergente ya que, para una planta representativa de 50 MW, se obtiene un LCOE de 84,97 €/MWh. El análisis del LCOE pone de manifiesto que el CAPEX constituye el principal componente del coste total, seguido del coste del combustible, lo que refuerza la importancia de seleccionar fuentes térmicas de bajo coste y maximizar el aprovechamiento de infraestructuras ya disponibles. En conjunto, los resultados confirman que el ciclo Brayton con CO_2 supercrítico y biogás, en configuración CSSA, es una solución técnicamente viable y económicamente competitiva para el almacenamiento energético.

Aun así, el desarrollo de esta tecnología abre varias líneas de investigación y mejora que se plantean como posibles trabajos futuros. En particular, destaca la búsqueda de alternativas renovables y de bajo coste para el aporte de calor, con el fin de reducir aún más el LCOE y eliminar la dependencia de combustibles como el biogás.

En este sentido, una línea de investigación prometedora es la integración del sistema CCDES con un campo solar de heliostatos y receptor central, combinado con almacenamiento térmico en sales fundidas. Para una planta de 50 MWe y 750 MWhe, la demanda diaria de energía térmica asciende a aproximadamente 1919 MWh, lo que requeriría un campo solar de unos 320 MWt, considerando 6 horas de sol diarias. El coste estimado de este campo solar se ha calculado con el programa System Advisor Model (SAM) y se sitúa en torno a 194 M€, lo que, para un WACC del 7,5% y una vida útil de 25 años, se traduce en un coste del calor del orden de 25 €/MWht, comparable al coste térmico requerido para que el sistema sea rentable con biogás.

A este valor se suma el coste del almacenamiento térmico en sales fundidas, que, haciendo una estimación basada en los cálculos del NREL sobre el estudio de Abengoa Solar [41] resulta en un coste de 21,5 €/kWht, aportando aproximadamente 5 €/MWht adicionales. Aunque sería necesario diseñar un intercambiador específico entre las sales y el CO_2 supercrítico, este elemento sustituiría al quemador de gas, compensando los costes adicionales. De este modo, el coste total del calor podría situarse ligeramente por encima de los 30 €/MWht.

Además, si esta solución se plantea como un retrofit de una central termosolar de concentración (CSP) existente, sería posible reducir la inversión necesaria en el campo solar y el almacenamiento térmico en al menos un 50%, alcanzando costes de calor inferiores a 20 €/MWht.

Esta estrategia permitiría resolver simultáneamente varios de los retos identificados en el estudio: la reutilización de instalaciones existentes, el acceso a una fuente de calor de bajo coste y estable, la disponibilidad garantizada de energía térmica para plantas de 50 MWe y la utilización de una fuente completamente descarbonizada.

En conclusión, la integración del CCDES con tecnologías solares de concentración y almacenamiento térmico representa una línea de desarrollo con un elevado potencial, capaz de mejorar de forma significativa la viabilidad económica y ambiental del sistema, y posicionar esta tecnología como una solución clave en el futuro mix energético descarbonizado.

[41] (National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2017)

Capítulo 8. BIBLIOGRAFÍA

[1] IEA. (2024, 15 Oct). *World electricity generation in the Stated Policies Scenario, 2010-2035.* www.iea.org. https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/world-electricity-generation-in-the-stated-policies-scenario-2010-2035?language=es

[2] Naciones Unidas. *Objetivo de Desarrollo Sostenible.* https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/news/communications-material/

[3] Enfisica. (2025, 14 junio). *Ciclo Brayton y Turbinas de Gas | qué es, estados, cómo funciona.* https://enfisica.com/temperatura/ciclo-brayton-y-turbinas-de-gas-que-es-estados-como-funciona/

[4] Thermal Engineering. (2020, 9 enero). *Qué es el ciclo Brayton – Motor de turbina de gas – Definición.* https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-ciclo-brayton-motor-de-turbina-de-gas-definicion/

[5] Informa Energía. (2026, 15 Enero). *Almacenamiento por aire comprimido: el potencial del CAES en el sistema energético español.* informaenergia.com. https://informaenergia.com/almacenamiento-por-aire-comprimido-el-potencial-del-caes-en-el-sistema-energetico-espanol/

[6] A. Kere, a, , V. G., a, , X. P., y, *, R. O., , N. S., , E. M., b, & A.Kere, V.Goetz, X.Py, R.Olives, N Sadiki, E.Mercier. (2014). *Dynamic behavior of a sensible-heat based thermal energy storage*

[7] A. Kere, a, , V. G., a, , X. P., y, *, R. O., , N. S., , E. M., b, & A.Kere, V.Goetz, X.Py, R.Olives, N Sadiki, E.Mercier. (2014). *Dynamic behavior of a sensible-heat based thermal energy storage*

[8] Andrés Pérez-Estaún, M. G., Jesús Carrera.*CAMBIO CLIMÁTICO Y CAPTURA Y ALMACENAMIENTO DE CO2*

[9] Auli Niemi, & Stockhoms Universitet. (2014, 18 Marzo). *CO2 geological storage in saline formations.* https://present5.com/co-2-geological-storage-in-saline-formations-auli/

[10] Iñaki Adánez Rubio, & Norvento enerxía. (2018, 1 octubre). *Captura y Almacenamiento de CO2.* https://www.norvento.com/blog/captura-co2/

[11] WELDCOA.*Botellas presurizadas agrupadas en racks*

[12] Rodney Allam, Scott Martin, Brock Forrest, Jeremy Fetvedt, Xijia Lu, David Freed, G.William Brown Jr., Takashi Sasaki, Masao Itoh, James Manning. (2016, Noviembre). Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture. https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S187661021731932X?ref=pdf_download&fr=RR-2&rr=9a81f88068ceecad

[13] Net Power. *The Net Power Cycle.* https://netpower.com/technology/

[14] aveBiom, E. S. E. (2024, 15 Octubre). *Aplicaciones de la biomasa en la industria.* https://www.avebiom.org/blog-biomasa/aplicaciones-de-la-biomasa-en-la-industria-engie-servicios-energeticos

[15] Luis Manuel Mochón, & Universidad Pontificia Comillas.*Acumuladores*

[16] Roth Hydraulics.*Cátalogo - Acumulador de vejiga*

[17]

[18] Xavier Flotats, Á F., & Fundación Naturgy.*Los gases renovables. Un vector energético emergente*

[19] Xavier Flotats, Á F., & Fundación Naturgy.*Los gases renovables. Un vector energético emergente*

[20] Enagás. *Registro Acciones de Balance en PVB.* https://www.enagas.es/es/gestion-tecnica-sistema/energy-data/informacion-comercial/registro-acciones-de-balance-en-pvb/

[21] Sendeco2. *Tasa de CO2.* https://www.sendeco2.com/es/precios-co2

[22] MITECO. (2024). *FACTORES DE EMISIÓN DE CO2 Y PCI DE LOS COMBUSTIBLES*

[23] Nathan T. Weiland, &., Blake W. Lance, &., & Sandeep R. Pidaparti. (2019). *sCO2 Power Cycle Component Cost Correlations From DOE Data Spanning Multiple Scales and Applications*

[24] Engineering Equation Solver. https://fchartsoftware.com/ees/

[25] Sandra Enkhardt, & PV Magazine. (2025). Enervis: La expansión de la energía fotovoltaica provoca efectos de canibalización transfronterizos en Europa. Enervis: La expansión de la energía fotovoltaica provoca efectos de canibalización transfronterizos en Europa – pv magazine España

[26] Judit Rodríguez, Oficina, & Técnica Municipal de Prevención de Incendios Forestales. (2019). *Biomasa forestal: precio, coste y casos prácticos*

[27] AveBiom. (2025). *Índice de precios de ASTILLA para uso doméstico en España*

[28] Gambini, M., & Vellini, M. (2021). *Turbomachinery fundamentals, selection and preliminary design* (1st ed. 2021. ed.). Springer International Publishing.

[29] Gambini, M., & Vellini, M. (2021). *Turbomachinery fundamentals, selection and preliminary design* (1st ed. 2021. ed.). Springer International Publishing.

[30] Gambini, M., & Vellini, M. (2021). *Turbomachinery fundamentals, selection and preliminary design* (1st ed. 2021. ed.). Springer International Publishing.

[31] *LCOE Lazard* (2025).

[32] Gasnam. (2025). *Mapa de plantas de producción de biometano.*

https://gasnam.es/mapa-plantas-produccion-biometano/

[33] Rubén Rodríguez Vázquez, & Economía Digital Galicia. (2023, Octubre). *Repsol conectará sus 10 plantas de biometano con la mayor central de hidrógeno proyectada en Galicia.* https://www.economiadigital.es/galicia/empresas/repsol-plantas-biometano-central-hidrogeno-galicia.html

[34] European Hydrogen Observatory. (2023). *Hydrogen Production.* https://observatory.clean-hydrogen.europa.eu/hydrogen-landscape/production-trade-and-cost/hydrogen-production

[35] MITECO. (2023). *ESTADÍSTICA DE REFINERÍAS DE PETRÓLEO*

[36] *LCOE Lazard* (2025).

[37] Sedigas. (2025). *Plantas de Biometano Operativas en España*

[38] Gasnam. (2025). *Mapa de plantas de producción de biometano.* https://gasnam.es/mapa-plantas-produccion-biometano/

[39] *ECHOGEN* . https://www.echogen.com/

[40] ECHOGEN Power Systems. *Heat Recovery Solution EPS 100*

[41] National Renewable Energy Laboratory (NREL). (2017). *Concentrating solar power Gen3 demonstration roadmap*