



Universidad de
Oviedo



ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ÁREA DE ENERGÍA

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**ESTUDIO DE VIABILIDAD DE LA IMPLANTACIÓN DE TECNOLOGÍAS DE
COGENERACIÓN EN UN PROCESO DE REGENERACIÓN DE ADSORBENTES
DE UNA PLANTA DE DESTILACIÓN DE GASES**

**D. PIÑERA AMIEVA, FRANCISCO JOSÉ
TUTOR: D. FERNÁNDEZ GARCÍA, FRANCISCO JAVIER**

FECHA: JULIO 2019

ÍNDICE

1. Introducción	7
1.1 Motivación del proyecto	7
1.2 Objetivo	7
1.3 Alcance	7
2. La cogeneración	8
2.1 Concepto de cogeneración	8
2.2 Evolución de la cogeneración	9
2.3 Aplicaciones	11
2.4 Tecnologías	12
2.4.1 Motor alternativo de combustión interna (MACI)	13
2.4.2 Turbina de gas (TG)	16
2.4.3 Turbina de vapor (TV)	19
2.4.4 Ciclo combinado (TG+TV)	22
2.4.5 Celdas combustibles (FC)	23
2.5 Marco legal	24
2.5.1 Nivel técnico	26
2.5.2 Nivel económico	26
3. Estudio técnico	28
3.1 Proceso Actual de regeneración	28
3.2 Proceso actual de aporte de vapor	30
3.3 Caracterización de la demanda energética	31
3.3.1 Corriente de nitrógeno	32
3.3.2 Generación de vapor	40
3.4 Transformación de la demanda energética	41
3.4.1 Corriente de nitrógeno	41
3.4.2 Generación de vapor	50
3.5 Selección de la tecnología	51

3.6	Cogeneración con tecnología MACI	52
3.6.1	Diagrama de proceso	52
3.6.2	Dimensionamiento de los equipos de generación	53
3.6.3	Dimensionamiento de los intercambiadores	59
3.6.4	Perfil de funcionamiento de los sistemas	105
3.6.5	Optimización de la tecnología	111
3.7	Cogeneración con tecnología TG	116
3.7.1	Diagrama del proceso	116
3.7.2	Dimensionamiento del equipo de generación	117
3.7.3	Dimensionamiento de los intercambiadores	119
3.7.4	Valores de eficiencia	125
4.	Estudio económico	127
4.1	Situación actual	127
4.2	Instalación de MACI - Opción inicial	128
4.2.1	Ingresos/Ahorros	128
4.2.2	Costes	129
4.2.3	Comparación anual entre situaciones	130
4.2.4	Rentabilidad financiera	131
4.3	Instalación de MACI - Optimización	135
4.3.1	Ingresos/Ahorros	135
4.3.2	Costes	135
4.3.3	Comparación anual entre situaciones	136
4.3.4	Rentabilidad financiera	137
4.4	Instalación de TG	140
4.4.1	Ingresos/Ahorros	140
1.1.1	Costes	140
1.1.2	Comparación anual entre situaciones	141
5.	Estudio ambiental	143
5.1	Reducción de emisiones de CO₂	143
5.1.1	Comparación entre situaciones	144
5.2	Ahorro en energía primaria no renovable	145
5.2.1	Comparación entre situaciones	146
6.	Planificación	148

6.1	Inslatación de las acometidas de gas	148
6.2	Obra civil	148
6.3	Instalación eléctrica	149
6.4	Conductos prefabricados	149
6.5	Conexión, puesta en marcha y legalización	149
7.	<i>Conclusiones</i>	151
8.	<i>Bibliografía</i>	156

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 2.1. Diagrama de producción separada</i>	8
<i>Ilustración 2.2. Diagrama de producción con planta de cogeneración</i>	9
<i>Ilustración 2.3. Central de Pearl Street</i>	9
<i>Ilustración 2.4. Evolución de la potencia instalada de cogeneración en España</i>	10
<i>Ilustración 2.5. Diagrama P-V de ciclos Otto y Diesel</i>	14
<i>Ilustración 2.6. Diagrama del aprovechamiento energético de un MACI</i>	15
<i>Ilustración 2.7. Ciclo Brayton ideal (negro) y real (azul)</i>	16
<i>Ilustración 2.8. Diagrama del aprovechamiento energético de la turbina de gas</i>	18
<i>Ilustración 2.9. Diagrama T-S del ciclo Rankine</i>	19
<i>Ilustración 2.10. Diagrama del aprovechamiento energético de la turbina de vapor</i>	21
<i>Ilustración 2.11. Diagrama de funcionamiento de un ciclo combinado</i>	22
<i>Ilustración 2.12. Principio de funcionamiento de una celda de combustible</i>	23
<i>Ilustración 2.13. Evolución de la normativa en el ámbito de la cogeneración</i>	24
<i>Ilustración 3.1. Pre-purificadores en funcionamiento normal y en regeneración</i>	28
<i>Ilustración 3.2. Esquema de funcionamiento secuencial de los pre-purificadores</i>	29
<i>Ilustración 3.3. Diagrama de funcionamiento de los gasificadores de planta</i>	30
<i>Ilustración 3.4. Diagrama de proceso durante el ciclo de regeneración de la cama 1</i>	31
<i>Ilustración 3.5. Diagrama del nuevo proceso (MACI) durante el ciclo de regeneración de la cama 1</i>	52
<i>Ilustración 3.6. Potencias disponibles en el proceso de cogeneración con MACI</i>	58
<i>Ilustración 3.7. Ejemplo de baterías de tubos aleteados</i>	60
<i>Ilustración 3.8. Configuración del intercambiador LT - GII (MACI)</i>	80
<i>Ilustración 3.9. Configuración del intercambiador HT - GII (MACI)</i>	82
<i>Ilustración 3.10. Intercambiador de placas de flujo cruzado</i>	82
<i>Ilustración 3.11. Esquema de la configuración geométrica del intercambiador</i>	84
<i>Ilustración 3.12. Áreas definidas en el intercambiador de gases</i>	85
<i>Ilustración 3.13. Representación del área de estudio 1</i>	87
<i>Ilustración 3.14. Representación del área de estudio 2</i>	89
<i>Ilustración 3.15. Diagrama de la instalación GII - MACI</i>	98
<i>Ilustración 3.16. Configuración del intercambiador LT - GIII (MACI)</i>	101
<i>Ilustración 3.17. Configuración del intercambiador HT - GIII (MACI)</i>	103
<i>Ilustración 3.18. Diagrama de la instalación GIII - MACI</i>	105
<i>Ilustración 3.19. Distribución final del intercambiador LT - GII</i>	114
<i>Ilustración 3.20. Valores del ahorro porcentual de energía primaria - MACI Opt.</i>	116

<i>Ilustración 3.21. Diagrama del nuevo proceso (TG) durante el ciclo de regeneración de la cama 1</i>	<i>117</i>
<i>Ilustración 3.22. Potencias disponibles en la generación con TG</i>	<i>119</i>
<i>Ilustración 3.23. Diagrama de la instalación GII - TG</i>	<i>122</i>
<i>Ilustración 3.24. Diagrama final de GIII - TG</i>	<i>125</i>
<i>Ilustración 3.25. Valores del ahorro porcentual de energía primaria - TG</i>	<i>125</i>
<i>Ilustración 6.1. Diagrama de Gant del proyecto</i>	<i>150</i>

1. Introducción

1.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El conjunto de plantas de destilación de gases situado en Gijón, el cual pertenece a la empresa Nippon Gases, ha decidido realizar un estudio sobre la viabilidad técnico-económica de implantar en su proceso tecnologías de cogeneración que satisfagan las actuales demandas térmicas del mismo, las cuales en este momento son cubiertas mediante tecnologías convencionales.

1.2 OBJETIVO

El presente proyecto tiene como objetivo el estudio de la viabilidad de implantación de algún tipo de tecnología de cogeneración que satisfaga la demanda térmica del proceso que actualmente aportan tecnologías convencionales de Gas Natural.

Para ello se determinará la mejor opción posible en función de los parámetros actuales del proceso y se dimensionará una planta de cogeneración con la tecnología apropiada para que satisfaga las necesidades térmicas.

1.3 ALCANCE

El presente proyecto abarcará los siguientes puntos:

- Descripción del proceso donde se debe implantar la tecnología de cogeneración.
- Selección de la tecnología adecuada para el proceso.
- Descripción de los elementos de la planta de cogeneración.
- Descripción del proceso tras la implantación de la planta de cogeneración.
- Comprobación del cumplimiento del marco legal actual.
- Estudio de viabilidad económica de la planta de cogeneración.
- Posible planificación para acometer las modificaciones.

2. La cogeneración

2.1 CONCEPTO DE COGENERACIÓN

En el pasado y en gran medida actualmente, la generación de energía eléctrica y térmica han ido por separado. Este hecho resulta poco eficiente si tenemos en cuenta que las centrales eléctricas convencionales utilizan gran cantidad de energía térmica para generar electricidad, el cual en su mayor parte se desperdicia en los circuitos de refrigeración, disminuyendo enormemente el rendimiento global de la central. Por otro lado, si como es habitual, el cliente también demanda una aportación de energía térmica, la caldera que la proporcionará tendrá su correspondiente rendimiento y consumo de combustible primario, lo que deja un sistema distribución de energía eléctrica y térmica por separado bastante ineficiente.

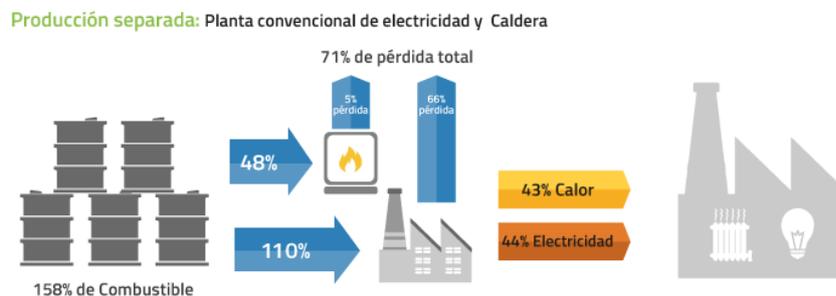


Ilustración 2.1. Diagrama de producción separada

Fuente: www.cogeneracioneficiente.cl

En este punto se puede introducir el concepto de cogeneración. La cogeneración se define como la producción de energía térmica y energía eléctrica a partir de una única fuente de energía primaria.

Por ello la cogeneración se presenta como una solución muy eficiente para aquellos clientes que demandan tanto energía eléctrica como térmica, o cuando simplemente, se quiera aprovechar la necesidad de energía térmica de un proceso para generar electricidad y conseguir un beneficio económico, aumentando de este modo la eficiencia del proceso.

Al centralizar la producción de ambas energías en un solo equipo de alta eficiencia se ahorran muchas pérdidas debido a que, de tener dos sistemas de generación y transporte con sus respectivos rendimientos, se pasa a tener un solo equipo que sobre todo mejora la eficiencia en la generación de electricidad, ya que ahora se está aprovechando el propio calor útil residual de dicha generación para cubrir la demanda térmica que se tiene.

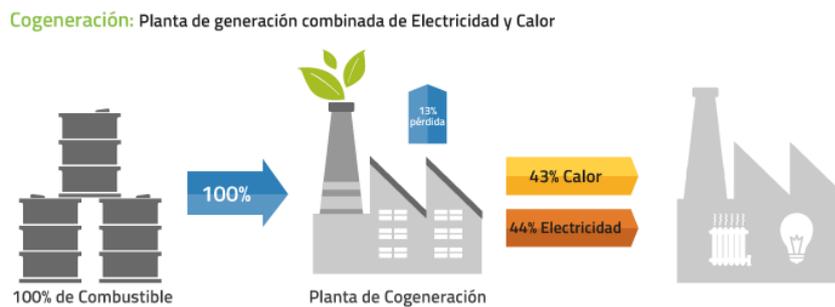


Ilustración 2.2. Diagrama de producción con planta de cogeneración

Fuente: www.cogeneracioneficiente.cl

Se puede observar en la ilustraciones como para generar una misma cantidad de energía eléctrica y térmica, se necesitan más recursos primarios en el caso de la producción separada, debido principalmente a la ineficacia de las centrales térmicas convencionales.

2.2 EVOLUCIÓN DE LA COGENERACIÓN

La cogeneración no es un concepto nuevo, en 1882 en EEUU la empresa Edison Illuminating Company (Actualmente Consolidated Edison) puso en marcha la que puede considerarse la primera central termoeléctrica de la historia, la central de Pearl Street, que además también se considera la primera planta de cogeneración del mundo, ya que el calor residual que resultaba de la generación de electricidad se aprovechaba para distribuir vapor a los edificios cercanos a la planta.



Ilustración 2.3. Central de Pearl Street

Fuente: Wikipedia

De manera similar, en la década de los 70 la antigua Unión Soviética utilizó las centrales termoeléctricas para dotar de circuitos de calefacción a gran parte de su territorio, los cuales continúan en funcionamiento hoy en día.

Si se centra la vista en el territorio español, es a principios de los 80 cuando las plantas de cogeneración comienzan a implantarse mediante tecnologías como turbinas de gas aeroderivadas y motores alternativos procedentes del sector naval. En ese momento las plantas de cogeneración en España comienzan a competir libremente con las distribuidoras eléctricas, funcionando básicamente en régimen de autoconsumo, lo que disminuía la factura eléctrica en gran medida.

No es hasta 2007 cuando se autoriza a las plantas de cogeneración a verter una parte o la totalidad de la energía eléctrica generada en la red de distribución, habiendo ofertado previamente dicha energía en el “Pool”, el mercado libre de productores de energía eléctrica.

Actualmente, la potencia instalada de tecnologías de cogeneración en el territorio peninsular asciende al 6% del total, lo que supone aproximadamente un total de 5,8 GW instalados, suponiendo en el año 2018 el 11% de la generación de energía del país.

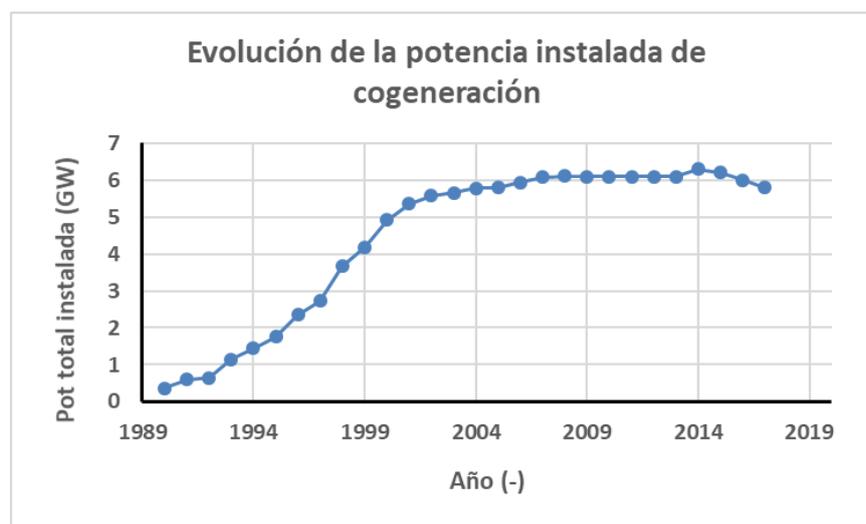


Ilustración 2.4. Evolución de la potencia instalada de cogeneración en España

Fuente: Propia, basado en CNE y REE

2.3 APLICACIONES

Las aplicaciones de la cogeneración son muy diversas, atendiendo a la clasificación que realiza la Agencia Internacional de la Energía (IEA) en función del sector en el que se aplica la tecnología, se podrían dividir de la siguiente manera:

Característica / Aplicación	Industria	Servicios - Comercial	Climatización - Calefacción
Consumidor típico	Química, pulpa y papel, metalurgia, procesos, fermentación, hornos coque, hornos para vidrio, refinación de aceites, sector agrícola	Manufactura de bajo consumo hoteles, hospitales, grandes edificios de oficinas, operaciones agrícolas	Todos los edificios en el alcance de la red de distribución de calor, edificios de oficinas, hoteles, casas, campus universitarios, aeropuertos, industrias.
Facilidad de integración con energías renovables y residuales	Moderado - Alto	Bajo - Moderado	Alto
Niveles de temperatura	Alto	Bajo - Medio	Bajo - Medio
Tamaño del sistema	300 kWe - 50 MWe	1 kWe - 10 MWe	En función del sistema a abastecer
Tecnología típica	Turbina a vapor, turbina a gas, motor recíproco (ignición por compresión), ciclo combinado	Motor recíproco (ignición por chispa), motor Stirling, celdas combustibles, microturbinas	Motores a gas. Para redes: Turbina de vapor, incineración de residuos, turbina de gas
Fuente de energía	Cualquier combustible líquido, gaseoso o sólido	Combustibles líquidos o gaseosos	Cualquier combustible
Financiamiento	Industria	Usuario final y servicios	Empresas de servicios energéticos
Propiedad	Proyecto conjunto / terceros	Proyecto conjunto / terceros	De 100% público a 100% privado
Patrones de consumo de electricidad y calor	Específico para usuario / proceso	Específico para usuario / proceso	Estandarizado

Tabla 2.1. Aplicaciones de la cogeneración según sector

Fuente: IEA

2.4 TECNOLOGÍAS

Una primera distinción global entre tecnologías de cogeneración hace referencia a la secuenciación que se lleva a cabo para aprovechar energía eléctrica y térmica:

- **Ciclo de cabecera:**

La energía primaria se consume con el fin de generar energía eléctrica y se aprovecha el calor útil como energía térmica necesaria para un proceso. Es el tipo de ciclo más habitual.

- **Ciclo de cola:**

Son aquellos que aprovechan el calor útil de un proceso previo para generar electricidad. Es menos habitual.

Una vez se tiene clara la anterior distinción, y si se enfoca el estudio en los ciclos de cabecera, se puede definir la tecnología que actualmente se utiliza en las plantas de cogeneración, en primer lugar se especifican los equipos que de los que se componen las mismas:

- **Elemento motriz:**

Es el componente más importante de la planta, transforma la energía química contenida en el combustible primario en energía mecánica. Más adelante nos centraremos en los distintos tipos de propulsor existentes.

- **Generador de electricidad:**

Colocado en giro solidario con el propulsor, es el encargado de transformar la energía mecánica procedente del propulsor en energía eléctrica.

- **Sistema de recuperación de energía térmica:**

Es el equipo encargado de aprovechar el calor útil residual que despiden el propulsor, puede ser una caldera de recuperación, un intercambiador de tubos y carcasa, etc.

- **Sistema de control**

Encargado de controlar el funcionamiento de la planta.

- **Sistema de refrigeración**

Disipa parte de la energía térmica que debe ser evacuada.

- **Sistema eléctrico**

Debe instalarse un sistema eléctrico que permita el autoconsumo y la importación/exportación de energía eléctrica a la red.

- **Sistemas auxiliares**

Sistemas neumáticos e hidráulicos necesarios para el funcionamiento de la planta.

Las plantas de cogeneración se pueden clasificar de forma más exhaustiva en función del tipo de elemento motriz que se instale en la misma. Este punto será crítico para el estudio de la viabilidad, ya que en función del tipo de elemento motriz la planta tendrá diferentes parámetros.

2.4.1 Motor alternativo de combustión interna (MACI)

- **Introducción**

Los motores alternativos de combustión interna son de gran interés para la cogeneración, se caracterizan por su versatilidad ya que pueden emplear combustibles de distinta calidad, bien gaseosos o líquidos (Gas Natural, Gasóleo, Fueloil...) y están disponibles en un amplio rango de potencias.

Según el tipo de ignición, estos motores pueden ser de encendido provocado (MEP), o de encendido por compresión (MEC). Los MEP tienen como ciclo de funcionamiento básico el ciclo Otto de aire estándar y suelen emplearse para motores cuyo combustible es gaseoso. Por otro lado, los MEC trabajan con el ciclo Diesel o en su defecto el Ciclo Dual, que se aproxima más al funcionamiento real de este tipo de motores y normalmente se alimentan con combustibles líquidos como el gasóleo.

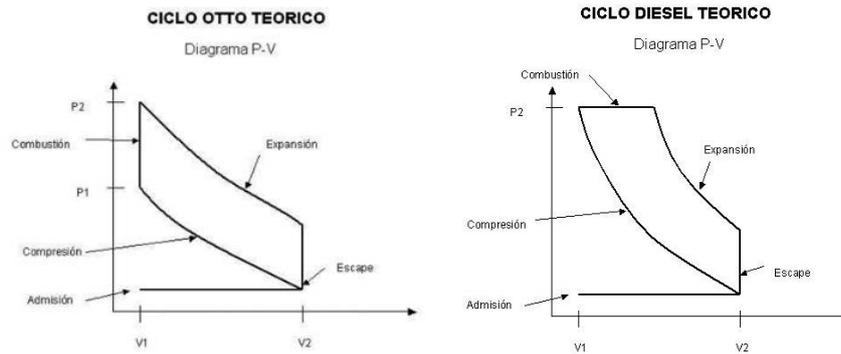


Ilustración 2.5. Diagrama P-V de ciclos Otto y Diesel

Fuente: imágenes.mailxmail.com

- Recuperación de calor

La recuperación de calor en los motores alternativos puede llevarse a cabo en diferentes zonas:

- Gases de escape: Los gases de salida del motor pueden llegar a alcanzar temperaturas en torno a los 400°C o 500°C. Una gran parte de este calor puede aprovecharse disminuyendo su temperatura hasta alcanzar los 150°C en casos en los que el combustible sea líquido, debido a la condensación del ácido, y hasta los 90°C si el combustible utilizado es gas natural, el cual carece de azufre y no tiene limitada la temperatura de rocío del ácido sulfúrico. Como aproximación, en este último caso puede llegar a aprovecharse alrededor de 0,45 kWh de energía térmica por cada kWh eléctrico.
- Aqua de refrigeración del motor: Se puede aprovechar el agua de refrigeración que circula a través de las camisas de los cilindros como fluido caloportante. De esta fuente de energía puede recuperarse cerca de 0,7 kWh térmicos por cada kWh eléctrico.
- Aceite de lubricación del motor: Una pequeña parte de calor puede ser recuperado del circuito de lubricación del motor.

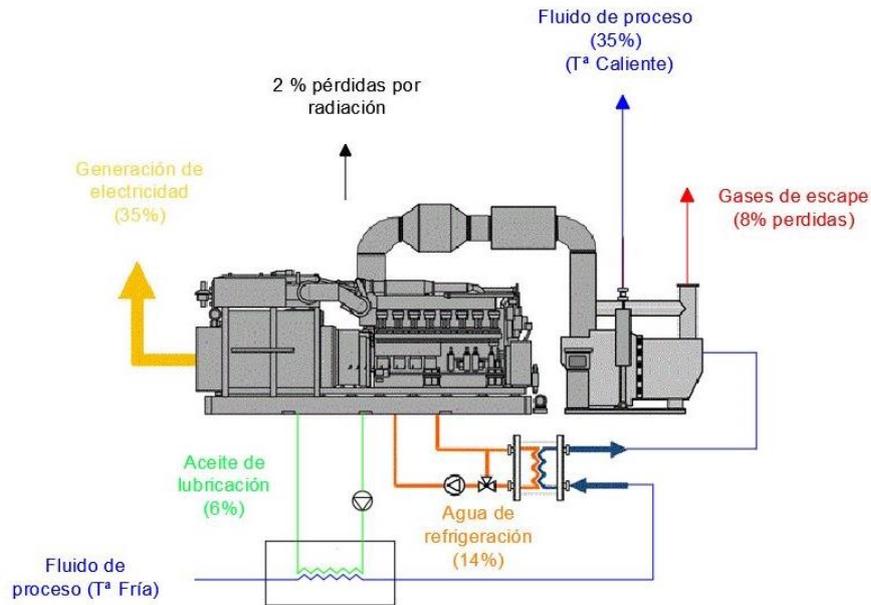


Ilustración 2.6. Diagrama del aprovechamiento energético de un MACI

Fuente: www.cogeneracioneficiente.cl y propia

- Rango de aplicación

Los motores alternativos suelen implantarse en plantas de bajas potencias (15 MW como máximo), son las máquinas térmicas que mayor rendimiento eléctrico presentan, rozando el 50%. Su gran punto fuerte es la facilidad que tienen para operar en condiciones de intermitencia y de carga variable, lo que les hace idóneos para un proceso discontinuo o cíclico.

Factor clave - Motores alternativos de combustión interna	
Rango de capacidad	1 kWe - 10 MWe
Rendimiento eléctrico	35% - 48%
Coste típico	> 1000€/kW para pequeñas potencias (kW) < 500€/kW para grandes potencias (MW)
Campo de aplicación	Amplio rango de pequeñas potencias

Tabla 2.2. Resumen de factores de los MACI

Fuente: www.cogeneracioneficiente.cl

2.4.2 Turbina de gas (TG)

- Introducción

Se trata de una turbomáquina térmica cíclica motor, constituida por un compresor para el aire comburente, una cámara de combustión y una turbina que se acciona por el paso de los gases calientes producidos en la cámara de combustión. Necesitan un combustible limpio, mejor si es gaseoso aunque también pueden funcionar con gasóleo.

Las turbinas de gas basan su funcionamiento en el ciclo Brayton, donde el aporte energético se realiza, teóricamente, a presión constante.

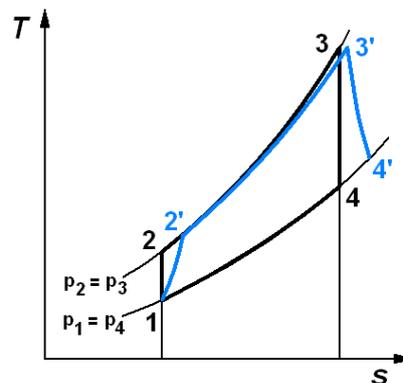


Ilustración 2.7. Ciclo Brayton ideal (negro) y real (azul)

Fuente: Wikipedia

Las turbinas de gas pueden clasificarse en un primer momento atendiendo a la dirección de circulación de los gases de combustión y el aire comburente:

- Turbinas axiales: Son aquellas en las que la dirección de circulación, tanto de los gases de combustión como del comburente, es la misma que la del eje de giro de la máquina.
- Turbinas radiales: Es el caso en el que el comburente y los gases de combustión circulan en dirección perpendicular al eje de giro de la máquina.

Las turbinas axiales suelen tener mejor rendimiento que las radiales pero van acompañadas de una mayor complejidad y por tanto, un mayor coste. Las turbinas radiales suelen usarse en aplicaciones de baja potencia.

Si se atiende a las turbinas utilizadas en cogeneración se puede realizar una clasificación en función del origen primero de las turbinas:

- Turbinas industriales: Son aquellas que han sido diseñadas para aplicaciones industriales como la producción de energía mecánica. Suelen tener gran potencia, del orden de decenas de MW.
- Turbinas aeroderivadas: Turbinas que en un principio se diseñaron para la aviación y que, posteriormente se han adaptado para aplicaciones industriales. Reservadas para aplicaciones de baja potencia son más ligeras y económicas.

- **Recuperación de calor**

En las turbinas de gas, el aprovechamiento de calor útil para cogeneración se realiza a través de los gases de escape, haciéndolos pasar bien por un intercambiador de calor, o bien por una caldera de recuperación, estas últimas están pensadas para la producción de vapor y permiten un aporte extra de energía térmica mediante un quemador. Este aporte de calor extra es posible debido al exceso de aire con el que se realiza la combustión en la turbina, el cual se aplica para reducir la temperatura de los humos en su paso por los álabes e impedir que estos se dañen.

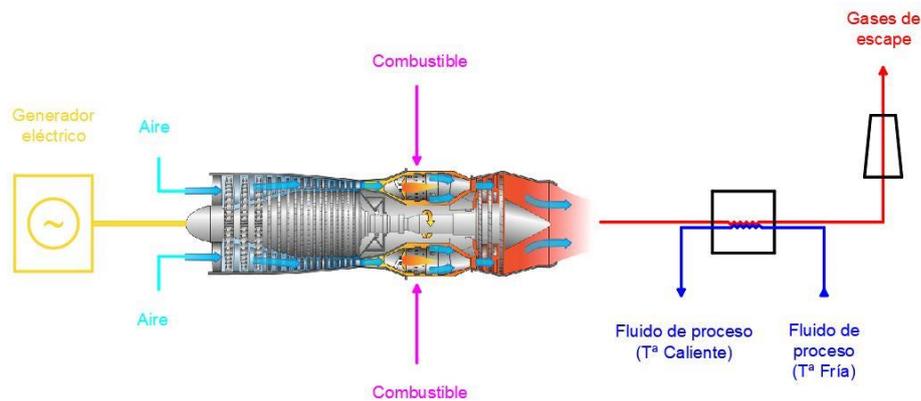


Ilustración 2.8. Diagrama del aprovechamiento energético de la turbina de gas

Fuente: www.gnu.org y propia

- Rango de aplicación

La selección de turbina de gas resulta especialmente interesante cuando el proceso en el que se quiere implantar tiene una gran demanda de energía térmica, ya que como se ha visto en el apartado anterior, la recuperación de calor en una turbina de gas resulta bastante sencilla. Además, se aconseja la utilización de turbinas de gas para demandas con regímenes estacionarios y de gran potencia. Algunos ejemplos de aplicación se muestran a continuación:

- Generación de energía eléctrica y producción de vapor mediante la adición de una caldera de recuperación al circuito de gases de escape.
- Generación de energía eléctrica y producción de aceite térmico y vapor mediante los gases de escape y un caldera de recuperación.
- Generación de energía eléctrica y producción de frío a partir de los gases de escape.

- Generación de energía eléctrica y aprovechamiento de los gases de escape para el proceso de secado.

Factor clave - Turbinas de gas	
Rango de capacidad	1 MWe - 300 MWe
Rendimiento eléctrico	25% - 40%
Coste típico	> 1200€/kW para pequeñas potencias (kW) < 900€/kW para grandes potencias (MW)
Campo de aplicación	Grandes potencias y demandas de calor

Tabla 2.3. Resumen de factores de turbinas de gas

Fuente: Guía de la cogeneración Fenercom 2010

2.4.3 Turbina de vapor (TV)

- Introducción

La turbina de vapor se trata de una turbomáquina que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica, a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre la corriente de vapor y los álabes del rodete, elemento giratorio de la turbina. Esta tecnología se aprovecha de un ciclo Rankine para generar energía, provocando la expansión del ciclo el movimiento de la turbina.

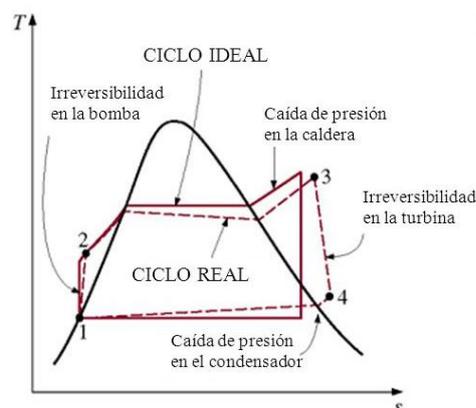


Ilustración 2.9. Diagrama T-S del ciclo Rankine

Fuente: McGraw Hill

Existen varias formas de clasificar las turbinas de vapor, por ejemplo, si se atiende a la forma en la que aprovechan la energía contenida en el flujo de vapor se tiene:

- Turbinas de acción: Transforman la energía de presión del flujo de vapor en energía cinética al pasar por las toberas, esta energía cinética es la que genera el movimiento en el rotor.
- Turbinas de reacción: Generan el movimiento debido a la diferencia de presiones que se produce entre las caras de los álabes, su funcionamiento es análogo a la sustentación de los aviones.

Pese a esta diferenciación realizada, las turbinas de vapor suelen ser de tipo mixta, donde la primera rueda es de acción y el resto de reacción. Únicamente en turbinas muy pequeñas se puede tener ruedas solo de acción.

En cuanto a su aplicación en la cogeneración, las turbinas de vapor utilizadas pueden dividirse en dos grupos:

- Turbinas de contrapresión: Toman este nombre cuando el vapor que abandona la turbina ya expandido aún tiene una presión mayor a la atmosférica. Suelen utilizarse cuando se requiere vapor a baja presión en algún proceso.
- Turbinas de extracción: Son aquellas cuyo vapor expandido sale a una presión menor a la atmosférica, desembocan en un condensador alimentado con agua de refrigeración. Este diseño está destinado a turbinas de gran potencia y que buscan un gran rendimiento.

- Recuperación de calor

En el caso de las plantas que incorporan una turbina de vapor la recuperación de calor es un proceso secundario ya que, esta tecnología se centra en el aprovechamiento energético del vapor para generar energía mecánica. Sin embargo, tras la expansión en la turbina, el vapor puede aprovecharse para procesos con demanda de vapor a baja presión en instalaciones con turbina a contrapresión, o para generar agua caliente en el condensador en plantas cuya turbina este instalada para funcionar como turbina de extracción.

Evidentemente, desde el punto de vista de la recuperación de calor, la configuración con turbina a contrapresión parece más eficiente.

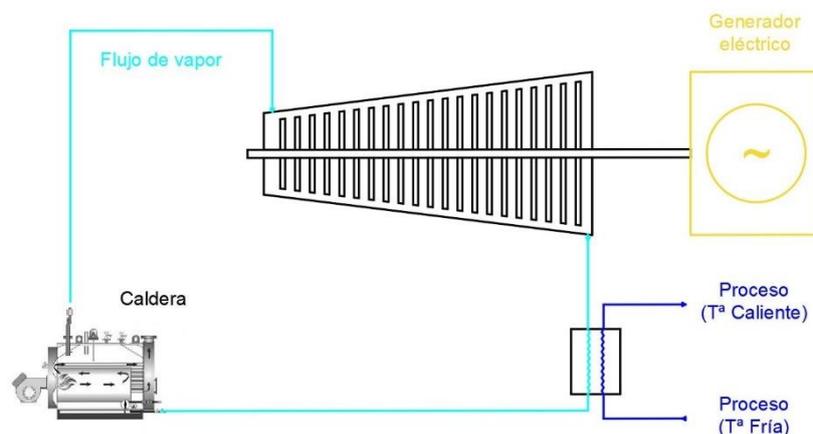


Ilustración 2.10. Diagrama del aprovechamiento energético de la turbina de vapor

Fuente: Elaboración propia

- Rango de aplicación

Actualmente, las turbinas de vapor se instalan bien para el aprovechamiento de combustibles residuales como la biomasa quemados en una caldera convencional, o bien como complemento a una turbina de gas, consiguiendo lo que se denomina un ciclo combinado, que mejora la eficiencia del ciclo de turbina de gas simple anteriormente citado.

Factor clave - Turbinas de vapor	
Rango de capacidad	45 kWe - 500 MWe
Rendimiento eléctrico	20% - 30%
Nivel de Tª requerido	Mayor a 400 °C
Campo de aplicación	Grandes potencias, industria y cogeneración

Tabla 2.4. Resumen de factores de turbinas de vapor

Fuente: www.cogeneracioneficiente.cl

2.4.4 Ciclo combinado (TG+TV)

Como se ha citado anteriormente, un ciclo combinado consiste en la incorporación en la misma instalación de una turbina de gas y una de vapor, de este modo los gases de escape de la turbina de gas se circulan a través de una caldera de recuperación donde, si la temperatura de gases no es suficiente para generar vapor de alta presión, se realiza una postcombustión consiguiendo la temperatura deseada. Este vapor de alta presión generado en la caldera de recuperación gracias a los gases de escape se hace circular por la turbina de vapor, donde expansiona generando energía mecánica. De este modo se consigue una mayor eficiencia en el sistema dado que se genera más energía eléctrica aplicando prácticamente la misma energía primaria. Como producto final puede producirse agua caliente para consumo en el condensador de la corriente de vapor.

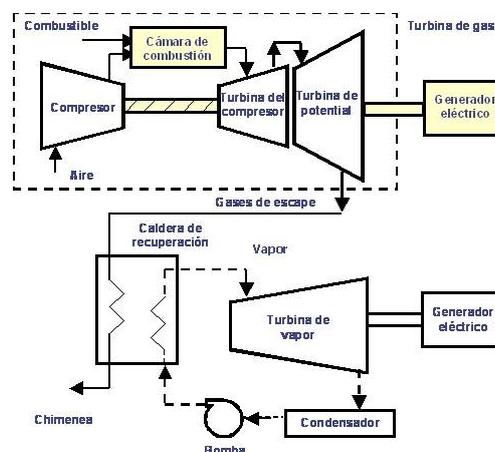


Ilustración 2.11. Diagrama de funcionamiento de un ciclo combinado

Fuente: todocalderas.com.ar

- Rango de aplicación

El ciclo combinado está pensado para aplicaciones de gran potencia, normalmente son utilizados en plantas generadoras de energía eléctrica. Sus potencias van desde los 3 MWe a más de 800 MWe lo que por tanto, los hace idóneos para estas aplicaciones.

2.4.5 Celdas combustibles (FC)

Las celdas de combustible (Fuel Cells) están basadas en un proceso inverso al de la electrólisis, fue descubierto accidentalmente por Sir William Grove en 1839 mientras llevaba a cabo experimentos sobre la electrólisis del agua para producir hidrógeno y oxígeno. Grove descubrió que era posible revertir el proceso generando electricidad al recombinar hidrógeno y oxígeno para producir agua. Con ello se permiten lograr altos niveles de eficiencias debido a que no contienen partes móviles y la pequeña cantidad de calor que se produce no es parte del ciclo de conversión.

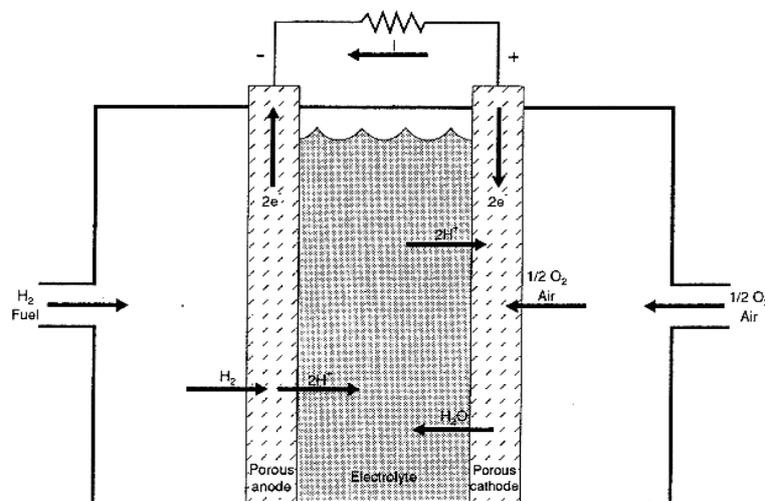


Ilustración 2.12. Principio de funcionamiento de una celda de combustible

Fuente: <http://hrudnick.sitios.ing.uc.cl>

El problema de esta tecnología radica en su alto coste de inversión, razón por la cual aún no se han realizado proyectos de gran potencia, limitándose a proyectos específicos de investigación, transporte y alguna instalación residencial.

Factor clave - Celdas de combustible	
Rango de capacidad	0,5 kWe - 10 kWe
Rendimiento eléctrico	40% - 60%
Nivel de Tª requerido	Alrededor de 100 °C
Campo de aplicación	Alta tecnología; Industrias y residencias

Tabla 2.5. Resumen de factores de celdas de combustible

Fuente: www.cogeneracióneficiente.cl

2.5 MARCO LEGAL

Para el desarrollo de este proyecto se ha tenido en cuenta la normativa que actualmente permanece en vigor en el territorio español, atendiendo de manera especial a la normativa que concierne a la actividad de cogeneración.

A continuación se muestra un pequeño resumen de lo que ha sido la evolución de la normativa en este sector u otros sectores estrechamente relacionados con el ámbito de la cogeneración:

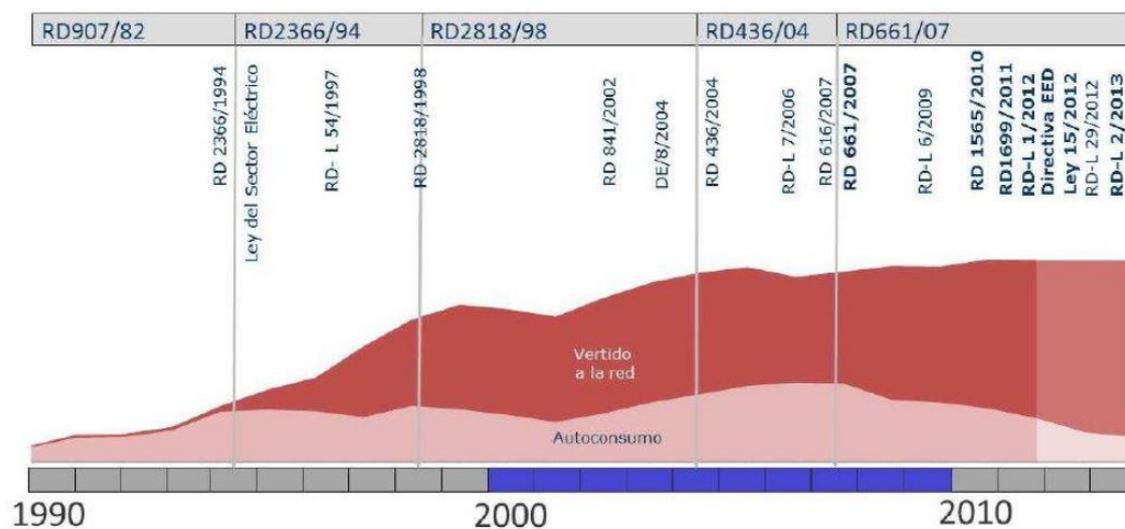


Ilustración 2.13. Evolución de la normativa en el ámbito de la cogeneración

Fuente: COGEN España

- **RD 616/2007 del 11 de mayo, sobre fomento de la cogeneración.**

Real Decreto que traslada la Directiva Europea 2004/8/CE al territorio español, tiene como objetivo la creación de un marco legal para el fomento de la cogeneración de alta eficiencia tanto para generación de calor como para procesos de refrigeración.

- **RD 661/2007 del 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.**

Real Decreto que sustituye al anterior RD 436/2004 y que regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, tanto técnica como económicamente.

- **RD-Ley 1/2012 del 27 de enero, por el que se procede a la suspensión de los procedimientos de preasignación de retribución y a la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos.**

Real Decreto Ley por el cual, debido a caída en la demanda eléctrica y a la difícil situación económica que atravesaba el territorio español, se suprimen los incentivos destinados a entre otras instalaciones, las de cogeneración.

- **RD-Ley 9/2013 del 12 de julio, por el que se adoptan medidas urgentes para garantizar la estabilidad financiera del sistema eléctrico.**

Real Decreto Ley por el cual, entre otras medidas, se introducen nuevos métodos para el cálculo de la retribución por producción de energía eléctrica en régimen especial.

- **RD 413/2014 del 06 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.**

Real Decreto cuyo objetivo es suministrar una regulación del régimen jurídico y económico de la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.

Actualmente, la actividad de cogeneración permanece regulada por este último Real Decreto (RD 413/2014), si se analiza dicho documento se pueden obtener varias conclusiones que pueden afectar al desarrollo del proyecto en diferentes aspectos.

2.5.1 Nivel técnico

- La actividad de cogeneración pertenece al **grupo a**.
- La potencia instalada se corresponderá con la potencia activa máxima que puede alcanzar una unidad de producción y vendrá determinada por la potencia menor de las especificadas en la placas de características de los grupos motor, turbina o alternador instalados en serie, o en su caso, cuando la instalación este en paralelo será la menor de las sumas de las potencias de las placas de características de los motores, turbinas o alternadores que se encuentren en paralelo

2.5.2 Nivel económico¹

- Un término retributivo por unidad de potencia instalada (R_{inv}) [€/MW].
- Un término retributivo a la operación (R_o) [€/MWh].
- Se calcularán en función de una instalación tipo asignada dependiendo de la tecnología instalada.
- Para ser consideradas de régimen retributivo específico deben ser equipos nuevos.

¹ A nivel económico se indagará aún más a la hora de elaborar el estudio de viabilidad económica de la planta.

Finalmente, además de tener en cuenta la anterior legislación que se ha visto, se deberá tener en cuenta normativa más específica que atañe al nivel industrial como puede ser el RD 709/2015 del 24 de julio, por el que se regulan los equipos a presión.

3. Estudio técnico

En este apartado se aborda el estudio de la viabilidad técnica del proyecto, la caracterización de la demanda energética actual y las posibilidades de implantar un determinado sistema de cogeneración.

3.1 PROCESO ACTUAL DE REGENERACIÓN

Para el proceso de destilación de gases (Oxígeno, Nitrógeno y Argón) es necesario acondicionar el aire de entrada, eliminando posibles impurezas como pueden ser hidrocarburos suspendidos, el CO₂ y, sobre todo, eliminar la humedad que contiene. Para ello, la corriente una vez presurizada se hace circular por varios sistemas de “filtrado”. En primer lugar se circula a través del DSA (Direct Surface AfterCooler) donde se enfría el aire para seguidamente pasar por un separador de agua y retirar los condensados. Posteriormente se hace circular por unos pre-purificadores donde atraviesa un tamiz molecular que retiene el CO₂ del aire, los hidrocarburos que pueda contener y el resto de humedad que contiene.

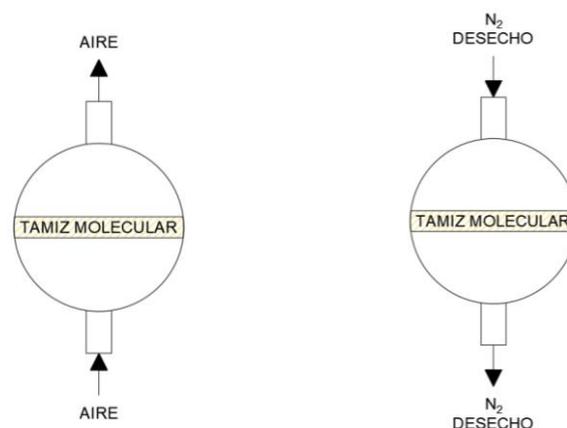


Ilustración 3.1. Pre-purificadores en funcionamiento normal y en regeneración

Fuente: Elaboración propia

En este último punto es donde se genera el problema, al absorber el excedente de humedad que aun contiene el aire, el tamiz se satura, perdiendo su capacidad de absorción. Por este motivo existen dos pre-purificadores instalados en paralelo y que funcionan de forma secuencial, de este modo mientras por uno circula la corriente de aire, por el otro se hace circular una corriente de nitrógeno (gas inerte) de deshecho proveniente del proceso y previamente calentado con un horno de gas natural. Este proceso se desarrolla siguiendo el siguiente esquema temporal:



Ilustración 3.2. Esquema de funcionamiento secuencial de los pre-purificadores

Fuente: Elaboración propia

Se observa cómo se intercalan las corrientes de aire y nitrógeno entre ambos pre-purificadores y como existe un espacio de tiempo de 15 minutos donde la corriente de aire se divide entre ambos pre-purificadores.

Este proceso de naturaleza cíclica se repite manera continua durante el funcionamiento de la planta. Se puede intuir que es la corriente de nitrógeno la que suscita interés para el proyecto, ya que durante un determinado tiempo del ciclo (1 hora y 45 minutos) dicha corriente ha de ser precalentada en un horno de Gas Natural para realizar el aporte de energía térmica necesaria a los pre-purificadores. Sin embargo, este proceso de calentamiento representa tan solo una pequeña parte del ciclo, por lo que si se quiere que la instalación de cogeneración sea eficiente y viable será necesario encontrar otra fuente de calor que se pueda sustituir por el sistema de cogeneración.

3.2 PROCESO ACTUAL DE APORTE DE VAPOR

En este punto se debe fijar el interés en la demanda de vapor que tiene actualmente la planta de producción. La planta dispone de dos gasificadores alimentados por vapor que realizan la transformación de líquido a gas de los principales productos que se suministran, el oxígeno y el nitrógeno. Estos gasificadores consisten en un recipiente donde a un baño de agua a presión atmosférica se le hace circular una corriente de vapor de manera que mantiene la temperatura de dicho agua a 100 °C debido al equilibrio entre las fases líquida y gaseosa del agua. De este modo, el producto que se desea gasificar bien sea oxígeno o nitrógeno, se circula a través del baño de agua ya citado por el interior de un haz tubular, provocando el intercambio de calor entre ambos fluidos y generando una vaporización instantánea del producto, lo que permite ser distribuido hacia los clientes en forma gaseosa a través de la red de ductos.

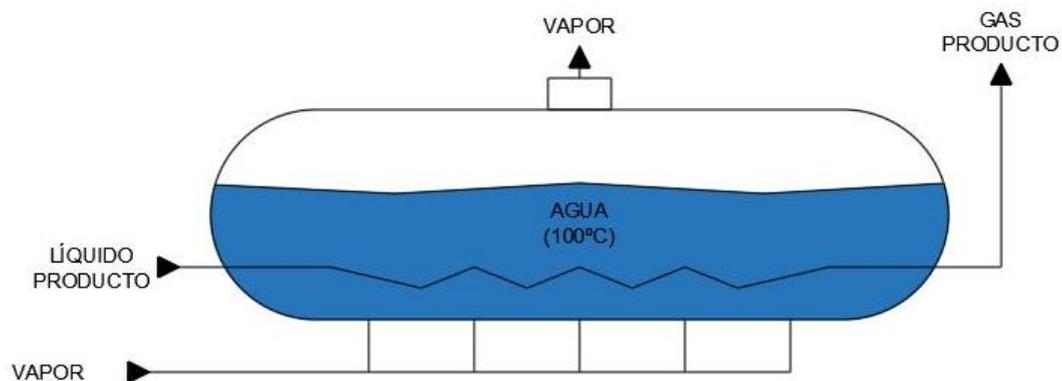


Ilustración 3.3. Diagrama de funcionamiento de los gasificadores de planta

Fuente: Elaboración propia

Actualmente, esta demanda de vapor que es abastecida mediante calderas de Gas Natural se diferencia en dos modos de funcionamiento. El primer modo sería durante los picos de demanda de producto o cuando la demanda se produce en el momento que la planta aún no está en pleno funcionamiento, esta situación lleva a tener que gasificar las reservas de producto líquido existente, es decir, los gasificadores estarían funcionando a pleno rendimiento con una demanda de vapor considerable. Por otro lado, durante el tiempo en el que la planta está funcionando en régimen nominal y produciendo el suficiente producto

en forma gaseosa, los gasificadores no entran en funcionamiento pero la planta sigue manteniendo una cierta demanda de vapor para mantener el propio circuito presurizado. Es esta última demanda la que parece más adecuada satisfacer mediante la instalación de cogeneración, ya que es la demanda que se debe cubrir durante los momentos de funcionamiento de la planta que, en otras palabras, será cuando la instalación de cogeneración este también en servicio.

3.3 CARACTERIZACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

Como se ha visto, la nueva planta de cogeneración que se pretende implantar busca satisfacer la demanda calorífica que actualmente aporta el horno de gas ya citado a la corriente de nitrógeno y la demanda de vapor que actualmente tiene la planta para mantener la presión en el circuito durante el funcionamiento de la misma. Para que el estudio de la planta de cogeneración sea lo más ajustado a la realidad, es necesario una buena caracterización de la demanda energética actual.

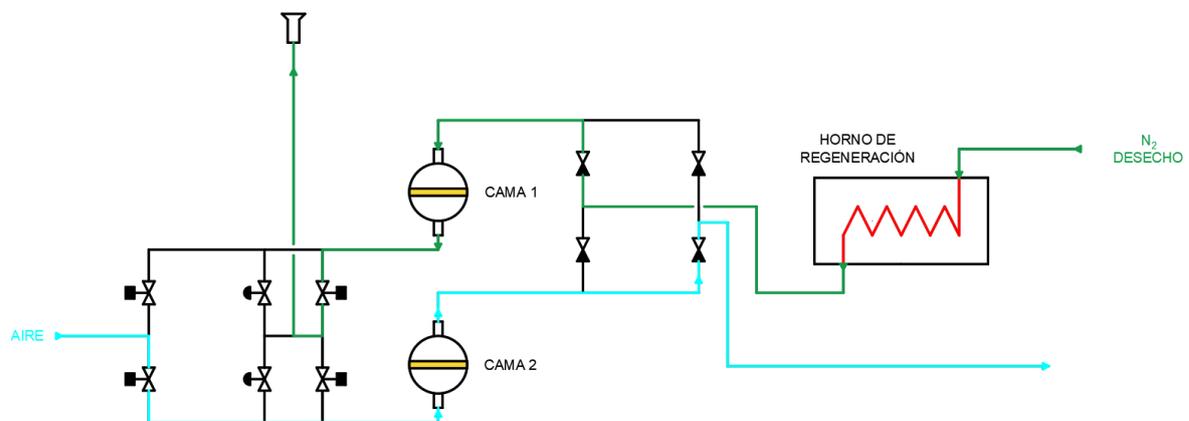


Ilustración 3.4. Diagrama de proceso durante el ciclo de regeneración de la cama 1

Fuente: Elaboración propia

3.3.1 Corriente de nitrógeno

- Planta Gijón II

Para realizar este estudio de manera exhaustiva se obtienen los valores históricos de las variables necesarias, correspondientes a un día de funcionamiento habitual de la planta:

- Tª de entrada del N₂ al horno de regeneración (T_{E_H})
- Tª de salida del N₂ del horno de regeneración (T_{S_H})
- Caudal de entrada de N₂ al horno de regeneración (V_{N_2})
- Presión de entrada de N₂ en el horno de regeneración (P_{N_H})
- Tª de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 1 (T_{P_1})
- Presión de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 1 (P_{P_1})
- Tª de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 2 (T_{P_2})
- Presión de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 2 (P_{P_2})

Una vez obtenidas todas las variables, es posible determinar el funcionamiento del sistema a lo largo del tiempo, para ello basta con fijarse en los valores de la presión y la temperatura de entrada en ambos pre-purificadores, de este modo se puede conocer cuando circula la corriente de aire (mayor presión) y cuando el nitrógeno (menor presión) precalentado (mayor temperatura) o sin precalentar. A continuación se muestran los valores de cada variable correspondientes a cada paso de tiempo de 15 minutos con la siguiente leyenda:

-  → Circulación de N₂ precalentado por PP1
-  → Circulación de N₂ sin precalentamiento por PP1
-  → Circulación de N₂ precalentado por PP2
-  → Circulación de N₂ sin precalentamiento por PP2
-  → Circulación de aire de proceso por ambos PP

	T _{S,H} (°C)	T _{E,H} (°C)	V _{N,2} (Nm ³ /h)	T _{P,1} (°C)	P _{P,1} (bar)	T _{P,2} (°C)	P _{P,2} (bar)
1	192,23	20,65	0	28,16	8,74	8,29	5,67
2	190,8	20,41	0	11,22	8,62	6,82	1,49
3	188,16	20,1	2989,47	9,6	8,61	97,99	0,14
4	256,86	19,95	4555,92	8,93	8,6	219,47	0,07
5	297,44	19,76	4572,31	8,5	8,58	269,28	0,07
6	313,18	19,58	4580,89	8,19	8,59	291,9	0,07
7	321,73	19,35	4552,1	7,97	8,6	303,76	0,07
8	324,52	19,28	4484,72	7,84	8,64	309,25	0,07
9	323,57	19,25	4537,08	7,55	8,66	303,36	0,08
10	319,06	19,22	0	7,63	8,68	66,36	0,13
11	303,47	19,18	0	7,68	8,69	28,05	0,14
12	289,47	19,12	0	7,65	8,71	22,13	0,14
13	276,85	19	0	7,62	8,73	20,11	0,14
14	265,46	18,87	0	7,58	8,75	19,16	0,13
15	254,92	18,72	0	7,56	8,74	18,58	0,12
16	244,84	18,67	0	7,52	8,73	18,13	0,12
17	235,15	18,64	0	7,49	8,74	17,92	0,12
18	226,12	18,61	0	7,46	8,75	17,79	0,12
19	217,65	18,57	0	7,38	8,75	17,65	0,12
20	209,64	18,61	0	7,21	8,71	17,45	0,12
21	202,22	18,73	0	7,03	8,67	17,25	0,12
22	197,52	18,86	0	7,02	8,58	20,4	5,56
23	194,19	19,01	0	7,25	8,73	36,19	8,73
24	190,17	19	0	6,14	6,26	33,29	8,72
25	185,03	18,87	0	7,07	0,48	11,21	8,48
26	199,15	18,75	4419,96	158,05	0,07	8,91	8,34
27	273,39	18,6	4562,72	242,84	0,07	8,38	8,29
28	303,18	18,53	4562,77	281	0,08	8,04	8,24
29	316,8	18,47	4492,62	299,24	0,08	7,72	8,14
30	324,49	18,41	4372,54	309,37	0,08	7,47	8,09
31	323,17	18,34	4346,79	310,78	0,09	7,79	8,07
32	323,35	18,33	5060,3	241,66	0,11	7,94	8,02
33	314,15	18,36	0	38,23	0,14	7,94	7,97
34	298,83	18,39	0	22,85	0,15	7,94	7,94
35	285,22	18,43	0	19,55	0,14	7,94	7,93
36	272,86	18,42	0	18,37	0,14	7,94	7,91
37	261,77	18,39	0	17,88	0,14	7,94	7,9
38	251,32	18,36	0	17,58	0,13	7,94	7,88
39	241,43	18,33	0	17,38	0,13	7,94	7,92
40	232,1	18,28	0	17,15	0,13	7,7	7,8
41	223,28	18,18	0	16,85	0,13	7,47	7,75
42	214,94	18,09	0	16,73	0,13	7,49	7,74
43	207	17,98	0	16,54	0,13	7,56	7,75
44	199,32	18,07	0	16,58	0,58	7,62	7,76
45	195,33	18,36	0	24,51	7,2	7,59	7,79
46	191,78	18,73	0	37,66	7,95	8	7,94
47	188,37	18,67	0	21,93	7,86	6,3	4,29
48	187,23	18,39	0	9,43	7,75	5,58	0,58
49	195,55	18,04	4272,61	8,36	7,74	143,97	0,06
50	268,99	17,95	4562,4	7,95	7,75	233,38	0,07
51	300,72	17,95	4560,24	7,67	7,74	274,22	0,07
52	314,23	17,95	4566,24	7,45	7,74	293,62	0,07
53	322,42	17,95	4423,87	7,35	7,74	304,22	0,07
54	323,95	17,9	4378,39	7,24	7,73	308,39	0,07
55	323,61	17,77	5011,53	7,17	7,74	252,6	0,09
56	314,81	17,65	0	7,08	7,78	43,37	0,13
57	299,25	17,5	0	6,97	7,75	24,14	0,14
58	285,38	17,46	0	6,89	7,7	20	0,14
59	273,13	17,46	0	6,78	7,69	18,69	0,13
60	261,93	17,46	0	6,73	7,69	18	0,13
61	251,26	17,46	0	6,8	7,67	17,95	0,12
62	241,34	17,57	0	6,86	7,65	17,95	0,12
63	232,01	17,83	0	6,95	7,67	17,95	0,12
64	223,11	18,1	0	7,04	7,67	18,04	0,12
65	214,48	18,33	0	7,19	7,69	18,44	0,12
66	206,49	18,55	0	7,42	7,71	18,69	0,12
67	199,14	18,76	0	7,57	7,7	19,17	0,41
68	195,49	18,99	0	7,81	7,71	25,73	6,74
69	192,82	19,6	0	8,33	7,83	38,38	7,84
70	189,57	19,86	0	6,49	3,8	27,16	7,71
71	182,86	19,44	0	36,24	0,22	11,25	7,55
72	217,66	19,16	4393,37	187,72	0,04	9,68	7,46
73	277,99	19,06	4210,5	252,21	0,05	9,19	7,41
74	301,68	18,97	3963,85	282,45	0,05	8,88	7,38
75	317,49	18,87	3727,62	300,52	0,06	8,64	7,37
76	324,51	18,8	3772	310,28	0,07	8,44	7,38
77	323,26	18,8	3700,18	311,2	0,07	8,3	7,41
78	322,52	18,8	5101,88	176,43	0,11	8,17	7,42
79	309,8	18,8	0	34,36	0,14	8,08	7,43
80	294,99	18,82	0	24,49	0,15	7,97	7,45
81	281,96	18,94	0	21,94	0,14	7,94	7,48
82	270,13	19,07	0	20,74	0,13	7,94	7,53
83	259,23	19,2	0	20,08	0,13	7,94	7,62
84	248,99	19,32	0	20,05	0,13	7,94	7,7
85	239,49	19,5	0	20,11	0,12	7,99	7,72
86	230,51	19,69	0	20,03	0,13	8,15	7,77
87	222,12	19,89	0	19,94	0,13	8,24	7,83
88	214,18	20,03	0	19,71	0,13	8,39	7,92
89	206,55	20,1	0	19,77	0,13	8,46	8,03
90	200,26	20,16	0	20,55	2,04	8,54	8,18
91	197,66	20,23	0	32,18	8,33	8,62	8,33
92	193,8	20,26	0	40,93	8,5	8,9	8,39
93	190,79	20,2	0	17,16	8,44	6,36	2,77
94	189,36	20,14	0	9,79	8,42	13,79	0,62
95	205,88	20,07	4491,45	8,87	8,45	164,19	0,07
96	276,55	20,02	4525,28	8,5	8,52	242,82	0,07

Tabla 3.1. Valores de las variables de interés de la planta Gijón II

Fuente: Elaboración propia

Una vez se conoce las características del sistema el siguiente paso será caracterizar la demanda energética de la corriente de nitrógeno, para ello se aplica la siguiente fórmula entre la entrada y la salida del horno de regeneración²:

$$\dot{Q}_{N_2} = \dot{m}_{N_2} \times C_{P_{N_2}} \times \Delta T$$

De este modo se puede obtener la potencia térmica que se está aportando a la corriente de nitrógeno en cada instante.

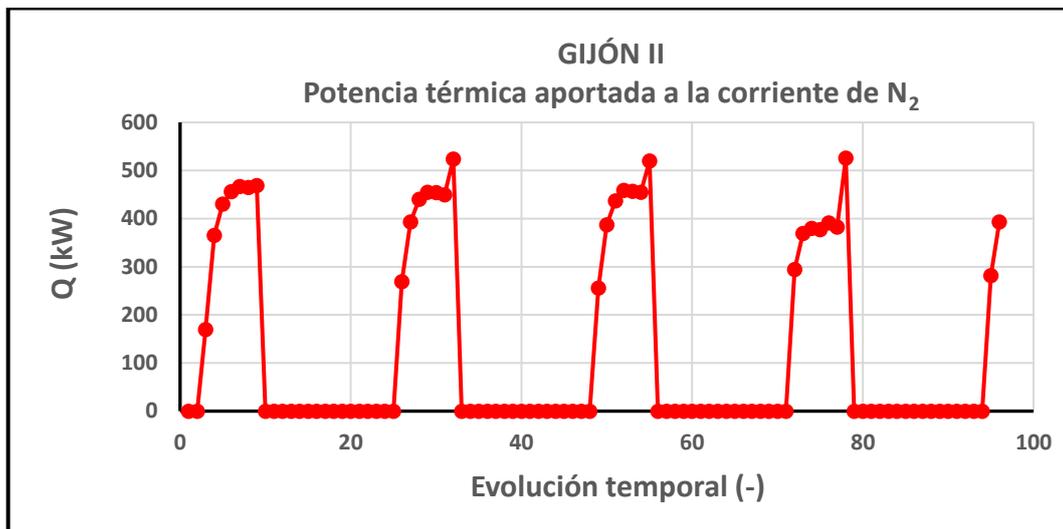


Gráfico 3.1. Aporte de potencia térmica a la corriente de N₂ en la planta Gijón II

Fuente: Elaboración propia

Se puede observar cómo evidentemente, al igual que el funcionamiento de los pre-purificadores, el aporte de potencia a la corriente de nitrógeno es de tipo cíclico. Además, aunque presenta una cierta tendencia hacia un valor constante, es más correcto considerar el actual aporte de potencia térmica como variable.

A continuación se muestran los resultados numéricos:

² Los valores del C_p del nitrógeno que se han utilizado han sido obtenidos a partir de la temperatura media de la corriente en cada caso.

	ΔT	C_p (J/kg K)	\dot{m}_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)
1	171,59	1070,5	0	0
2	170,40	1071,4	0	0
3	168,06	1073,0	3482,7	169,5
4	236,91	1052,3	5307,6	367,6
5	277,67	1047,7	5326,7	430,4
6	293,60	1046,7	5336,7	455,6
7	302,38	1046,2	5303,2	466,0
8	305,24	1046,0	5224,7	463,4
9	304,32	1046,1	5285,7	467,4
10	299,84	1046,4	0	0
11	284,29	1047,3	0	0
12	270,35	1048,5	0	0
13	257,86	1049,8	0	0
14	246,58	1051,2	0	0
15	236,20	1052,8	0	0
16	226,17	1054,6	0	0
17	216,51	1056,6	0	0
18	207,51	1058,7	0	0
19	199,08	1061,1	0	0
20	191,03	1063,8	0	0
21	183,49	1066,4	0	0
22	178,66	1068,7	0	0
23	175,18	1070,3	0	0
24	171,17	1072,5	0	0
25	166,15	1075,3	0	0
26	180,40	1067,8	5149,2	275,5
27	254,79	1050,3	5315,6	395,1
28	284,65	1047,3	5315,6	440,2
29	298,33	1046,6	5233,9	453,9
30	306,08	1046,1	5094,0	453,1
31	304,83	1046,2	5064,0	448,6
32	305,03	1046,2	5895,2	522,6
33	295,79	1046,7	0	0
34	280,44	1047,7	0	0
35	266,79	1049,0	0	0
36	254,43	1050,4	0	0
37	243,38	1051,7	0	0
38	232,96	1053,5	0	0
39	223,11	1055,2	0	0
40	213,82	1057,4	0	0
41	205,10	1059,4	0	0
42	196,85	1062,2	0	0
43	189,02	1065,0	0	0
44	181,25	1068,1	0	0
45	176,97	1070,1	0	0
46	173,05	1071,8	0	0
47	169,70	1073,6	0	0
48	168,85	1074,4	0	0

	ΔT	C_p (J/kg K)	\dot{m}_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)
49	177,51	1070,1	4977,6	262,7
50	251,04	1050,9	5315,2	389,5
51	282,77	1047,5	5312,7	437,1
52	296,29	1046,7	5319,7	458,3
53	304,47	1046,3	5153,8	456,1
54	306,05	1046,2	5100,8	453,7
55	305,83	1046,2	5838,4	518,9
56	297,15	1046,7	0	0
57	281,75	1047,7	0	0
58	267,92	1049,0	0	0
59	255,67	1050,5	0	0
60	244,47	1051,9	0	0
61	233,80	1053,7	0	0
62	223,77	1055,4	0	0
63	214,18	1057,5	0	0
64	205,00	1059,5	0	0
65	196,15	1062,2	0	0
66	187,94	1065,0	0	0
67	180,38	1067,8	0	0
68	176,50	1069,7	0	0
69	173,22	1070,8	0	0
70	169,71	1072,3	0	0
71	163,42	1076,1	0	0
72	198,50	1060,8	5118,3	299,4
73	258,92	1049,7	4905,2	370,3
74	282,71	1047,4	4617,9	379,8
75	298,62	1046,5	4342,7	377,0
76	305,70	1046,1	4394,4	390,4
77	304,46	1046,2	4310,7	381,4
78	303,71	1046,2	5943,7	524,6
79	290,99	1046,9	0	0
80	276,16	1048,0	0	0
81	263,02	1049,2	0	0
82	251,07	1050,6	0	0
83	240,03	1052,0	0	0
84	229,67	1053,8	0	0
85	219,99	1055,4	0	0
86	210,82	1057,4	0	0
87	202,23	1059,3	0	0
88	194,15	1061,8	0	0
89	186,45	1064,4	0	0
90	180,11	1066,6	0	0
91	177,43	1067,9	0	0
92	173,54	1069,9	0	0
93	170,59	1071,5	0	0
94	169,22	1072,3	0	0
95	185,82	1064,6	5232,5	287,5
96	256,52	1049,7	5272,0	394,3

Tabla 3.2. Aporte de potencia térmica a la corriente de N₂ en la planta Gijón II

Fuente: Elaboración propia

- Planta Gijón III

Se lleva a cabo un proceso homólogo al realizado en la planta de Gijón II, de modo que se obtienen datos históricos de las siguientes variables monitorizadas:

- Tª de entrada del N₂ al horno de regeneración (T_{E_H})
- Tª de salida del N₂ del horno de regeneración (T_{S_H})
- Caudal de entrada de N₂ al horno de regeneración (V_{N_2})
- Presión de entrada de N₂ en el horno de regeneración (P_{N_H})
- Tª de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 1 (T_{P_1})
- Presión de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 1 (P_{P_1})
- Tª de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 2 (T_{P_2})
- Presión de entrada de N₂/salida de aire en el pre-purificador 2 (P_{P_2})

Una vez se obtienen las variables que suscitan interés, se puede plasmar nuevamente el funcionamiento del ciclo, esta vez en la planta Gijón III.

-  → Circulación de N₂ precalentado por PP1
-  → Circulación de N₂ sin precalentamiento por PP1
-  → Circulación de N₂ precalentado por PP2
-  → Circulación de N₂ sin precalentamiento por PP2
-  → Circulación de aire de proceso por ambos PP

	T _{S,H} (°C)	T _{E,H} (°C)	V _{N,2} (Nm ³ /h)	T _{P,1} (°C)	P _{P,1} (bar)	T _{P,2} (°C)	P _{P,2} (bar)
1	167,59	12,18	0	13,91	0,10	12,64	10,17
2	165,54	11,99	0	13,41	0,10	12,25	10,16
3	163,55	11,91	0	13,05	0,10	12,45	10,16
4	161,70	11,78	0	12,83	0,10	12,14	10,16
5	159,84	11,69	0	12,66	0,10	12,32	10,15
6	158,14	11,54	0	12,35	0,10	11,97	10,13
7	156,50	11,43	0	12,03	0,10	11,87	10,09
8	152,95	11,25	0	13,08	0,73	11,74	10,03
9	134,96	12,22	0	29,65	8,63	11,89	10,06
10	124,67	19,13	0	27,98	10,08	5,89	4,38
11	139,76	15,44	16117	12,68	10,03	99,15	0,06
12	167,00	12,87	15495	13,10	10,02	139,69	0,06
13	174,68	12,24	15381	12,11	10,01	152,93	0,06
14	172,95	11,57	15299	11,35	10,02	155,97	0,06
15	174,17	11,24	15253	10,97	10,04	158,04	0,06
16	177,64	10,80	15111	10,59	10,04	161,72	0,06
17	182,99	10,65	16222	10,32	10,04	142,62	0,07
18	182,87	10,50	0	10,26	10,05	27,02	0,09
19	176,50	10,36	0	10,26	10,06	15,65	0,09
20	171,86	10,26	0	10,26	10,08	13,19	0,09
21	168,61	10,26	0	10,24	10,08	12,29	0,09
22	166,30	10,26	0	10,01	10,08	11,73	0,09
23	164,25	10,26	0	10,19	10,08	11,49	0,09
24	162,29	10,26	0	10,01	10,08	11,32	0,09
25	160,48	10,29	0	10,19	10,08	11,11	0,09
26	158,49	10,32	0	9,90	10,09	11,26	0,09
27	156,70	10,36	0	10,26	10,06	11,16	0,09
28	154,98	10,40	0	9,98	10,06	11,31	0,09
29	144,50	10,51	0	10,26	9,93	17,65	4,21
30	127,90	14,61	0	9,00	8,85	35,49	10,17
31	124,39	17,90	9620	40,81	0,55	15,56	10,11
32	153,20	12,85	15808	124,24	0,07	12,73	10,01
33	168,73	12,06	15786	145,14	0,07	12,43	10,02
34	172,91	11,42	15579	153,94	0,07	11,59	10,01
35	172,06	11,08	15571	156,11	0,07	11,40	10,03
36	172,54	10,82	15506	157,51	0,07	10,99	10,04
37	176,28	10,60	15121	160,79	0,07	10,82	10,06
38	180,27	10,41	0	70,75	0,09	10,53	10,05
39	176,56	10,36	0	17,81	0,10	10,65	10,05
40	171,27	10,33	0	13,54	0,10	10,69	10,07
41	167,43	10,30	0	12,17	0,11	10,66	10,07
42	164,79	10,26	0	11,60	0,11	10,58	10,09
43	162,64	10,26	0	11,24	0,10	10,67	10,10
44	160,73	10,26	0	10,97	0,10	10,50	10,10
45	158,73	10,26	0	10,75	0,10	10,48	10,11
46	156,94	10,26	0	10,62	0,10	10,57	10,11
47	155,17	10,22	0	10,62	0,10	10,45	10,12
48	153,38	10,15	0	10,62	0,10	10,35	10,11
49	149,99	10,06	0	11,87	0,82	10,37	10,08
50	131,43	11,19	0	28,55	8,79	10,68	10,11
51	121,67	17,89	0	26,08	10,17	4,71	4,21
52	138,00	14,09	16033	11,60	10,07	99,61	0,06
53	166,15	11,86	15505	12,15	10,04	138,61	0,06
54	174,29	11,54	15352	11,17	10,05	152,22	0,06
55	174,04	10,95	15372	10,70	10,05	156,31	0,06
56	174,52	10,75	15221	10,47	10,07	158,54	0,06
57	177,41	10,61	15028	10,32	10,06	161,28	0,06
58	181,41	10,52	16266	10,12	10,09	139,53	0,07
59	181,29	10,47	0	10,04	10,07	26,89	0,09
60	175,18	10,67	0	10,14	10,09	16,38	0,09
61	170,58	10,87	0	10,25	10,10	14,36	0,09
62	167,50	11,09	0	10,37	10,11	14,07	0,09
63	165,29	11,35	0	10,52	10,13	14,16	0,10
64	163,55	11,51	0	10,74	10,15	14,15	0,09
65	161,80	11,63	0	10,88	10,16	14,17	0,09
66	160,05	11,83	0	11,10	10,15	14,48	0,09
67	158,57	11,73	0	10,28	10,14	14,76	0,09
68	157,15	11,60	0	10,04	10,12	14,56	0,09
69	155,28	11,71	0	10,10	10,12	14,77	0,09
70	145,15	11,84	0	10,16	10,08	22,11	4,50
71	130,53	16,63	0	8,80	8,73	38,79	10,23
72	130,95	21,17	10130	46,64	0,50	17,03	10,22
73	160,88	15,52	15850	131,38	0,07	12,63	10,15
74	173,71	14,55	15849	150,62	0,08	12,86	10,20
75	173,74	14,70	15731	156,18	0,07	13,77	10,21
76	174,16	14,96	15704	158,77	0,08	13,90	10,21
77	173,38	15,14	15568	159,32	0,08	13,89	10,22
78	177,04	14,53	15389	162,31	0,08	12,33	10,22
79	181,07	14,02	0	72,16	0,10	12,21	10,22
80	177,13	14,30	0	23,55	0,11	13,17	10,23
81	172,03	14,48	0	19,17	0,11	13,77	10,24
82	168,43	14,64	0	17,73	0,11	13,90	10,23
83	165,81	14,65	0	17,25	0,11	14,01	10,24
84	163,78	14,65	0	16,85	0,11	13,98	10,22
85	162,07	14,65	0	16,70	0,11	13,89	10,22
86	160,28	14,65	0	16,51	0,11	13,80	10,21
87	158,68	14,42	0	15,96	0,10	14,03	10,21
88	156,80	14,32	0	15,61	0,11	13,88	10,19
89	155,06	14,20	0	15,41	0,11	13,97	10,21
90	151,65	14,30	0	16,96	0,93	13,84	10,18
91	134,18	15,16	0	33,71	9,02	13,68	10,22
92	125,62	22,07	0	31,08	10,26	8,26	4,07
93	144,94	18,75	15925	14,68	10,20	107,14	0,06
94	171,04	15,96	15597	15,17	10,20	143,76	0,06
95	176,40	15,31	15396	14,33	10,21	155,31	0,06
96	174,36	14,73	15460	13,79	10,21	157,84	0,06

Tabla 3.3. Valores de las variables de interés de la planta Gijón III

Fuente: Elaboración propia

Una vez obtenido el funcionamiento del ciclo de la planta, se procede de manera análoga al apartado anterior, al cálculo de la demanda de energía térmica que tiene la corriente de nitrógeno en la planta de Gijón III.

Aplicando de nuevo la fórmula entre la entrada y la salida del actual horno de regeneración se consigue la evolución de energía térmica aportada a la corriente a lo largo del ciclo de funcionamiento.³

$$\dot{Q}_{N_2} = \dot{m}_{N_2} \times C_{P_{N_2}} \times \Delta T$$

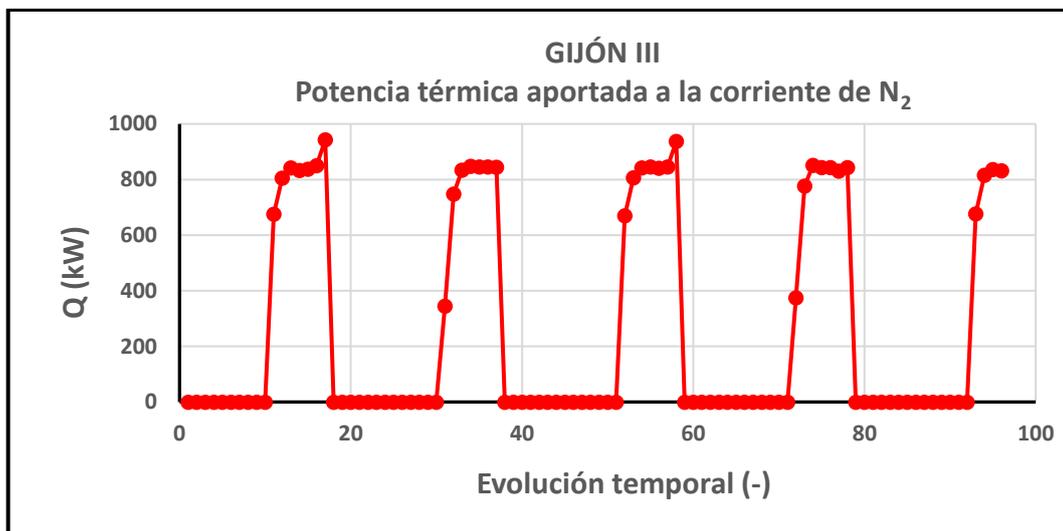


Tabla 3.4. Aporte de potencia térmica a la corriente de N₂ en la planta Gijón III

Fuente: Elaboración propia

Del mismo modo que ocurría para la planta de Gijón II, el aporte de energía térmica a la corriente de nitrógeno se produce de manera cíclica y, en este caso, si parece que la potencia cedida a la corriente tiende claramente a un valor constante.

Los resultados numéricos se muestran a continuación:

³ Los valores del C_p del nitrógeno que se han utilizado han sido obtenidos a partir de la temperatura media de la corriente en cada caso.

	ΔT	C_p (J/kg K)	m_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)		ΔT	C_p (J/kg K)	m_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)
1	155,41	1041,9	0,0	0,0		49	139,93	1041,4	0,0
2	153,55	1041,9	0,0	0,0		50	120,24	1041,1	0,0
3	151,64	1041,8	0,0	0,0		51	103,79	1041,1	0,0
4	149,92	1041,8	0,0	0,0		52	123,91	1041,2	18678,1
5	148,14	1041,7	0,0	0,0		53	154,29	1041,9	18063,4
6	146,60	1041,6	0,0	0,0		54	162,76	1042,1	17885,5
7	145,07	1041,6	0,0	0,0		55	163,09	1042,1	17908,2
8	141,70	1041,5	0,0	0,0		56	163,77	1042,1	17732,4
9	122,74	1041,1	0,0	0,0		57	166,79	1042,2	17508,0
10	105,54	1041,1	0,0	0,0		58	170,89	1042,3	18950,0
11	124,32	1041,2	18776,2	675,2		59	170,82	1042,3	0,0
12	154,13	1041,9	18051,2	805,3		60	164,51	1042,1	0,0
13	162,44	1042,1	17918,6	842,6		61	159,71	1042,0	0,0
14	161,38	1042,1	17823,1	832,6		62	156,41	1041,9	0,0
15	162,93	1042,1	17769,8	838,1		63	153,93	1041,8	0,0
16	166,84	1042,2	17604,2	850,3		64	152,05	1041,8	0,0
17	172,33	1042,3	18898,2	943,0		65	150,17	1041,8	0,0
18	172,36	1042,3	0,0	0,0		66	148,22	1041,7	0,0
19	166,14	1042,1	0,0	0,0		67	146,84	1041,7	0,0
20	161,60	1042,0	0,0	0,0		68	145,54	1041,6	0,0
21	158,35	1041,9	0,0	0,0		69	143,57	1041,6	0,0
22	156,04	1041,8	0,0	0,0		70	133,31	1041,3	0,0
23	153,99	1041,8	0,0	0,0		71	113,89	1041,1	0,0
24	152,03	1041,7	0,0	0,0		72	109,77	1041,2	11801,2
25	150,19	1041,7	0,0	0,0		73	145,36	1041,8	18464,7
26	148,16	1041,6	0,0	0,0		74	159,16	1042,2	18464,2
27	146,34	1041,6	0,0	0,0		75	159,03	1042,2	18326,9
28	144,58	1041,5	0,0	0,0		76	159,20	1042,2	18295,3
29	133,99	1041,2	0,0	0,0		77	158,24	1042,2	18137,2
30	113,29	1041,1	0,0	0,0		78	162,51	1042,3	17928,0
31	106,50	1041,1	11207,6	345,2		79	167,06	1042,4	0,0
32	140,35	1041,5	18415,8	747,8		80	162,84	1042,3	0,0
33	156,67	1042,0	18390,2	833,9		81	157,55	1042,1	0,0
34	161,49	1042,1	18149,7	848,4		82	153,79	1042,0	0,0
35	160,98	1042,0	18140,8	845,3		83	151,16	1042,0	0,0
36	161,72	1042,0	18064,0	845,6		84	149,12	1041,9	0,0
37	165,68	1042,1	17616,3	844,9		85	147,42	1041,9	0,0
38	169,86	1042,2	0,0	0,0		86	145,63	1041,8	0,0
39	166,19	1042,1	0,0	0,0		87	144,27	1041,7	0,0
40	160,94	1042,0	0,0	0,0		88	142,48	1041,7	0,0
41	157,13	1041,9	0,0	0,0		89	140,87	1041,6	0,0
42	154,52	1041,8	0,0	0,0		90	137,35	1041,5	0,0
43	152,38	1041,7	0,0	0,0		91	119,02	1041,2	0,0
44	150,47	1041,7	0,0	0,0		92	103,54	1041,1	0,0
45	148,48	1041,6	0,0	0,0		93	126,18	1041,5	18552,7
46	146,68	1041,6	0,0	0,0		94	155,07	1042,1	18171,1
47	144,95	1041,5	0,0	0,0		95	161,09	1042,3	17936,3
48	143,23	1041,5	0,0	0,0		96	159,62	1042,2	18011,0

Tabla 3.5. Aporte de potencia térmica a la corriente de N_2 en la planta Gijón III

Fuente: Elaboración propia

3.3.2 Generación de vapor

Se parte del mismo procedimiento que para la caracterización de la demanda del apartado anterior, se obtiene datos históricos de la red de vapor de la planta. Sin embargo, en este caso no se dispone de gran información ya que la única variable controlada es la presión en dicha red de vapor.

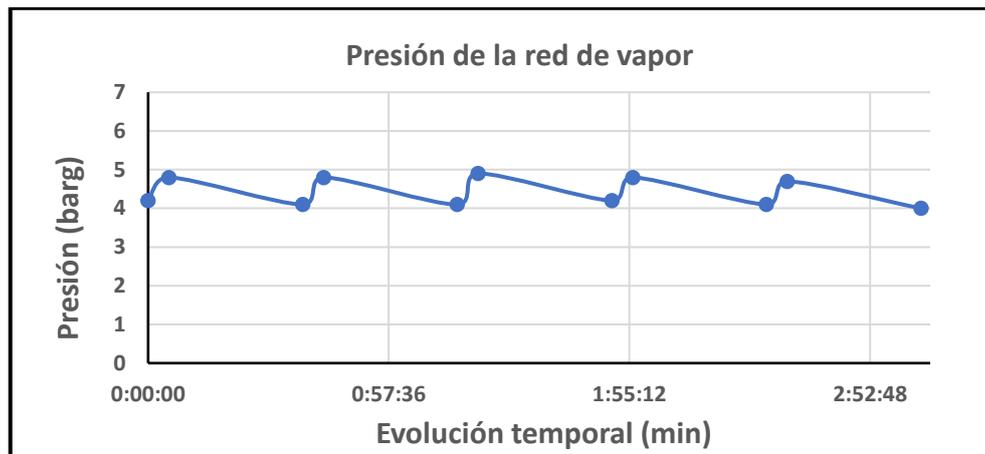


Gráfico 3.2. Evolución de la presión de la red de vapor

Fuente: Nippon Gases y elaboración propia

De este modo es posible determinar los momentos en los que entra a trabajar la actual caldera de vapor que mantiene la presión en la red, el tiempo que permanece en servicio y la duración entre ciclos de trabajo.

Una vez obtenidos los datos de esta evolución es posible determinar numéricamente las necesidades de vapor que tiene la planta para este proceso, para ello, en primer lugar es necesario conocer los datos técnicos de la actual caldera de vapor que se encuentra en funcionamiento en la planta

Fabricante	GEVAL S.A.	Potencia térmica	3300 kW
Modelo	KHESTAL MNK-350	Producción de vapor	5000 kg/h
Presión de servicio	5.0 barg	Consumo	320 Nm ³ /h

Tabla 3.6. Datos técnicos de la actual caldera de vapor

Fuente: Nippon Gases y elaboración propia

Una vez obtenidos los datos técnicos de la caldera de vapor y su gráfica de funcionamiento, es posible determinar la producción actual de vapor.

Se ha calculado un tiempo medio de funcionamiento de la caldera de 4 minutos y 36 segundos, para realizar un cálculo conservador se ha tomado la decisión de utilizar el dato de **5 minutos de funcionamiento**.

Por tanto, teniendo en cuenta la producción de vapor que presenta la caldera y el periodo de tiempo que esta permanece en servicio, es posible determinar la producción total de vapor por ciclo que se tiene actualmente en la planta:

Producción vapor x Tiempo en servicio = Producción total de vapor

$$5000 \frac{kg}{h} \times 5 \text{ min} \times \frac{h}{60 \text{ min}} = 416,67 \frac{kg}{\text{ciclo}}$$

Con este valor obtenido se puede intentar sustituir las actuales calderas por un sistema de generación de vapor cuya producción total sea equivalente pero introduciendo un procedimiento mucho más eficiente que consistirá en una generación continuada de vapor.

3.4 TRANSFORMACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

3.4.1 Corriente de nitrógeno

Se ha demostrado que actualmente el aporte de potencia térmica a la corriente de nitrógeno se produce de forma más o menos variable, este sistema no puede mantenerse con una planta de cogeneración aportando la potencia térmica, ya que el rendimiento de cualquier tecnología de cogeneración decrece enormemente si no está trabajando en régimen constante y si es posible, con carga nominal. Es por este motivo por el cual se ha decidido variar el actual sistema de aporte de potencia térmica por otro procedimiento en el cual dicho aporte sea constante.

Para realizar esta transformación se parte del hecho de que, para poder llevar a cabo la regeneración del tamiz molecular que contienen los pre-purificadores, es necesario

aplicarle una cierta cantidad de energía, de modo que, si se mantiene ese suministro de energía térmica necesario mediante un aporte de potencia constante, el efecto regenerativo será igualmente válido. De este modo, el nuevo equipo de cogeneración podrá funcionar en un estado de carga nominal constante.

3.4.1.1 Determinación de la energía del ciclo

El primer paso para llevar a cabo el proceso de transformación del aporte térmico es el cálculo de la energía total que actualmente se está aportando a los pre-purificadores durante el ciclo de regeneración. Para ello, como previamente se había calculado la potencia térmica en cada paso de tiempo equivalente a 15 minutos reales, es posible realizar un sumatorio que permita calcular la energía suministrada a lo largo del ciclo de regeneración⁴.

$$E_{N_2} = \dot{Q}_{N_2} \times TimeStep \left(15 \text{ min} \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \right)$$

- Planta Gijón II

Para la planta de Gijón II el ciclo de regeneración se produce durante 7 pasos de tiempo, que equivale a 105 minutos.

De modo que si se realiza el sumatorio de energía para el tiempo equivalente a un ciclo de regeneración y la media entre dichos ciclos, se obtiene un resultado de **energía suministrada por ciclo de 715 kWh**.

$$E_{N_2_Ciclo} = \sum_{t=1}^7 \dot{Q}_{N_2t} \times TimeStep_t \left(15 \text{ min} \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \right)$$

A continuación se presentan los datos numéricos:

⁴ Los resultados se muestran en kWh por la mayor familiaridad que presenta el público con dicha unidad.

	ΔT	C_p (J/kg K)	m_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)	E_{N_2} (kWh)
1	171,59	1070,5	0	0	0
2	170,40	1071,4	0	0	0
3	168,06	1073,0	3482,7	169,5	42,4
4	236,91	1052,3	5307,6	367,6	91,9
5	277,67	1047,7	5326,7	430,4	107,6
6	293,60	1046,7	5336,7	455,6	113,9
7	302,38	1046,2	5303,2	466,0	116,5
8	305,24	1046,0	5224,7	463,4	115,8
9	304,32	1046,1	5285,7	467,4	116,9
10	299,84	1046,4	0	0	0
11	284,29	1047,3	0	0	0
12	270,35	1048,5	0	0	0
13	257,86	1049,8	0	0	0
14	246,58	1051,2	0	0	0
15	236,20	1052,8	0	0	0
16	226,17	1054,6	0	0	0
17	216,51	1056,6	0	0	0
18	207,51	1058,7	0	0	0
19	199,08	1061,1	0	0	0
20	191,03	1063,8	0	0	0
21	183,49	1066,4	0	0	0
22	178,66	1068,7	0	0	0
23	175,18	1070,3	0	0	0
24	171,17	1072,5	0	0	0
25	166,15	1075,3	0	0	0
26	180,40	1067,8	5149,2	275,5	68,9
27	254,79	1050,3	5315,6	395,1	98,8
28	284,65	1047,3	5315,6	440,2	110,0
29	298,33	1046,6	5233,9	453,9	113,5
30	306,08	1046,1	5094,0	453,1	113,3
31	304,83	1046,2	5064,0	448,6	112,2
32	305,03	1046,2	5895,2	522,6	130,6
33	295,79	1046,7	0	0	0
34	280,44	1047,7	0	0	0
35	266,79	1049,0	0	0	0
36	254,43	1050,4	0	0	0
37	243,38	1051,7	0	0	0
38	232,96	1053,5	0	0	0
39	223,11	1055,2	0	0	0
40	213,82	1057,4	0	0	0
41	205,10	1059,4	0	0	0
42	196,85	1062,2	0	0	0
43	189,02	1065,0	0	0	0
44	181,25	1068,1	0	0	0
45	176,97	1070,1	0	0	0
46	173,05	1071,8	0	0	0
47	169,70	1073,6	0	0	0
48	168,85	1074,4	0	0	0
49	177,51	1070,1	4977,6	262,7	65,7
50	251,04	1050,9	5315,2	389,5	97,4
51	282,77	1047,5	5312,7	437,1	109,3
52	296,29	1046,7	5319,7	458,3	114,6
53	304,47	1046,3	5153,8	456,1	114,0
54	306,05	1046,2	5100,8	453,7	113,4
55	305,83	1046,2	5838,4	518,9	129,7
56	297,15	1046,7	0	0	0
57	281,75	1047,7	0	0	0
58	267,92	1049,0	0	0	0
59	255,67	1050,5	0	0	0
60	244,47	1051,9	0	0	0
61	233,80	1053,7	0	0	0
62	223,77	1055,4	0	0	0
63	214,18	1057,5	0	0	0
64	205,00	1059,5	0	0	0
65	196,15	1062,2	0	0	0
66	187,94	1065,0	0	0	0
67	180,38	1067,8	0	0	0
68	176,50	1069,7	0	0	0
69	173,22	1070,8	0	0	0
70	169,71	1072,3	0	0	0
71	163,42	1076,1	0	0	0
72	198,50	1060,8	5118,3	299,4	74,8
73	258,92	1049,7	4905,2	370,3	92,6
74	282,71	1047,4	4617,9	379,8	95,0
75	298,62	1046,5	4342,7	377,0	94,2
76	305,70	1046,1	4394,4	390,4	97,6
77	304,46	1046,2	4310,7	381,4	95,3
78	303,71	1046,2	5943,7	524,6	131,2
79	290,99	1046,9	0	0	0
80	276,16	1048,0	0	0	0
81	263,02	1049,2	0	0	0
82	251,07	1050,6	0	0	0
83	240,03	1052,0	0	0	0
84	229,67	1053,8	0	0	0
85	219,99	1055,4	0	0	0
86	210,82	1057,4	0	0	0
87	202,23	1059,3	0	0	0
88	194,15	1061,8	0	0	0
89	186,45	1064,4	0	0	0
90	180,11	1066,6	0	0	0
91	177,43	1067,9	0	0	0
92	173,54	1069,9	0	0	0
93	170,59	1071,5	0	0	0
94	169,22	1072,3	0	0	0
95	185,82	1064,6	5232,5	287,5	71,9
96	256,52	1049,7	5272,0	394,3	98,6

Tabla 3.7. Aporte de energía térmica a la corriente de N_2 de la planta Gijón II

Fuente: Elaboración propia

- Planta Gijón III

Para la planta de Gijón III, el procedimiento es el mismo, en este caso la duración del ciclo continúa siendo de 7 pasos de tiempo, equivalentes a 105 minutos.

Por tanto, aplicando de nuevo la fórmula se obtiene un aporte de **energía por ciclo de 1390 kWh**.

$$E_{N_2-Ciclo} = \sum_{t=1}^7 \dot{Q}_{N_2t} \times TimeStep_t \left(15 \text{ min} \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \right)$$

Los resultados numéricos se muestran en la siguiente tabla:

	ΔT	C_p (J/kg K)	m_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)	E_{N_2} (kWh)		ΔT	C_p (J/kg K)	m_{N_2} (kg/h)	Q_{N_2} (kW)	E_{N_2} (kWh)
1	155,41	1041,9	0,0	0,0	0,0		49	139,93	1041,4	0,0	0,0
2	153,55	1041,9	0,0	0,0	0,0		50	120,24	1041,1	0,0	0,0
3	151,64	1041,8	0,0	0,0	0,0		51	103,79	1041,1	0,0	0,0
4	149,92	1041,8	0,0	0,0	0,0		52	123,91	1041,2	18678,1	669,4
5	148,14	1041,7	0,0	0,0	0,0		53	154,29	1041,9	18063,4	806,6
6	146,60	1041,6	0,0	0,0	0,0		54	162,76	1042,1	17885,5	842,7
7	145,07	1041,6	0,0	0,0	0,0		55	163,09	1042,1	17908,2	845,4
8	141,70	1041,5	0,0	0,0	0,0		56	163,77	1042,1	17732,4	840,6
9	122,74	1041,1	0,0	0,0	0,0		57	166,79	1042,2	17508,0	845,4
10	105,54	1041,1	0,0	0,0	0,0		58	170,89	1042,3	18950,0	937,6
11	124,32	1041,2	18776,2	675,2	168,8		59	170,82	1042,3	0,0	0,0
12	154,13	1041,9	18051,2	805,3	201,3		60	164,51	1042,1	0,0	0,0
13	162,44	1042,1	17918,6	842,6	210,6		61	159,71	1042,0	0,0	0,0
14	161,38	1042,1	17823,1	832,6	208,1		62	156,41	1041,9	0,0	0,0
15	162,93	1042,1	17769,8	838,1	209,5		63	153,93	1041,8	0,0	0,0
16	166,84	1042,2	17604,2	850,3	212,6		64	152,05	1041,8	0,0	0,0
17	172,33	1042,3	18898,2	943,0	235,7		65	150,17	1041,8	0,0	0,0
18	172,36	1042,3	0,0	0,0	0,0		66	148,22	1041,7	0,0	0,0
19	166,14	1042,1	0,0	0,0	0,0		67	146,84	1041,7	0,0	0,0
20	161,60	1042,0	0,0	0,0	0,0		68	145,54	1041,6	0,0	0,0
21	158,35	1041,9	0,0	0,0	0,0		69	143,57	1041,6	0,0	0,0
22	156,04	1041,8	0,0	0,0	0,0		70	133,31	1041,3	0,0	0,0
23	153,99	1041,8	0,0	0,0	0,0		71	113,89	1041,1	0,0	0,0
24	152,03	1041,7	0,0	0,0	0,0		72	109,77	1041,2	11801,2	374,7
25	150,19	1041,7	0,0	0,0	0,0		73	145,36	1041,8	18464,7	776,8
26	148,16	1041,6	0,0	0,0	0,0		74	159,16	1042,2	18464,2	850,8
27	146,34	1041,6	0,0	0,0	0,0		75	159,03	1042,2	18326,9	843,8
28	144,58	1041,5	0,0	0,0	0,0		76	159,20	1042,2	18295,3	843,2
29	133,99	1041,2	0,0	0,0	0,0		77	158,24	1042,2	18137,2	830,9
30	113,29	1041,1	0,0	0,0	0,0		78	162,51	1042,3	17928,0	843,5
31	106,50	1041,1	11207,6	345,2	86,3		79	167,06	1042,4	0,0	0,0
32	140,35	1041,5	18415,8	747,8	186,9		80	162,84	1042,3	0,0	0,0
33	156,67	1042,0	18390,2	833,9	208,5		81	157,55	1042,1	0,0	0,0
34	161,49	1042,1	18149,7	848,4	212,1		82	153,79	1042,0	0,0	0,0
35	160,98	1042,0	18140,8	845,3	211,3		83	151,16	1042,0	0,0	0,0
36	161,72	1042,0	18064,0	845,6	211,4		84	149,12	1041,9	0,0	0,0
37	165,68	1042,1	17616,3	844,9	211,2		85	147,42	1041,9	0,0	0,0
38	169,86	1042,2	0,0	0,0	0,0		86	145,63	1041,8	0,0	0,0
39	166,19	1042,1	0,0	0,0	0,0		87	144,27	1041,7	0,0	0,0
40	160,94	1042,0	0,0	0,0	0,0		88	142,48	1041,7	0,0	0,0
41	157,13	1041,9	0,0	0,0	0,0		89	140,87	1041,6	0,0	0,0
42	154,52	1041,8	0,0	0,0	0,0		90	137,35	1041,5	0,0	0,0
43	152,38	1041,7	0,0	0,0	0,0		91	119,02	1041,2	0,0	0,0
44	150,47	1041,7	0,0	0,0	0,0		92	103,54	1041,1	0,0	0,0
45	148,48	1041,6	0,0	0,0	0,0		93	126,18	1041,5	18552,7	677,2
46	146,68	1041,6	0,0	0,0	0,0		94	155,07	1042,1	18171,1	815,7
47	144,95	1041,5	0,0	0,0	0,0		95	161,09	1042,3	17936,3	836,5
48	143,23	1041,5	0,0	0,0	0,0		96	159,62	1042,2	18011,0	832,3

Tabla 3.8. Aporte de energía térmica a la corriente de N₂ de la planta Gijón III

Fuente: Elaboración propia

3.4.1.2 Acondicionamiento de los datos

- Planta Gijón II

Para que el procesamiento de datos sea más sencillo y conseguir un factor de seguridad sobredimensionando el aporte de energía térmica, se opta por considerar un valor de dicho aporte igual a **875 kWh por ciclo**. Considerando que cada ciclo de regeneración tiene una duración de **1 hora y 45 minutos**, se obtiene que la potencia a suministrar a la corriente de nitrógeno será igual a **500 kW**.

$$\dot{Q}_{N_2_CG} = \frac{E_{N_2}}{1,75 \text{ horas}} \rightarrow \dot{Q}_{N_2_CG} = 500 \text{ kW}$$

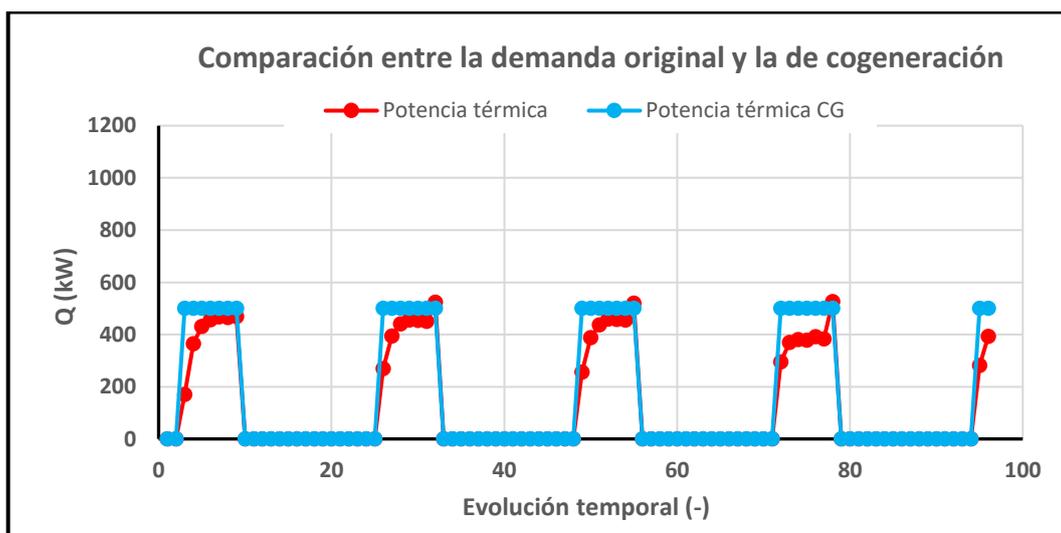


Gráfico 3.3. COmparación entre la demanda de potencia original y la de cogeneración

Fuente: Elaboración propia

Una vez determinado el nivel energético que tendrá la nueva instalación de cogeneración, se deben fijar los parámetros físicos de la misma, es decir, a que temperatura se suministrará la corriente de nitrógeno y con qué caudal.

Para ello, se cotejan los valores que actualmente tiene la instalación durante el funcionamiento del ciclo en modo precalentamiento, si se realiza un estudio de la

temperatura de salida del horno de regeneración y del caudal másico circulante, se puede obtener un valor medio y considerarlo válido para la nueva instalación.

De esta manera, los nuevos parámetros de la corriente de nitrógeno serían:

Tª de salida (°C)	300
Caudal másico (kg/h)	5100

Por tanto, se partirá de estos nuevos parámetros para dimensionar la nueva instalación de cogeneración de la planta de Gijón II.

- Planta Gijón III.

Del mismo modo que para la planta de Gijón II, para facilitar el manejo de datos y al mismo tiempo sobredimensionar la instalación se tomará el valor de **1400 kWh de energía demandada por ciclo de regeneración**.

Este valor de energía se traduce en una necesidad de potencia de **800 kW** continuos a lo largo de **1 hora y 45 minutos** que dura el proceso de precalentamiento.

$$\dot{Q}_{N_2-CG} = \frac{E_{N_2}}{1,75 \text{ horas}} \rightarrow \dot{Q}_{N_2-CG} = 800 \text{ kW}$$

A simple vista se puede observar que la planta de Gijón III necesitará un mayor aporte térmico que la planta de Gijón II.

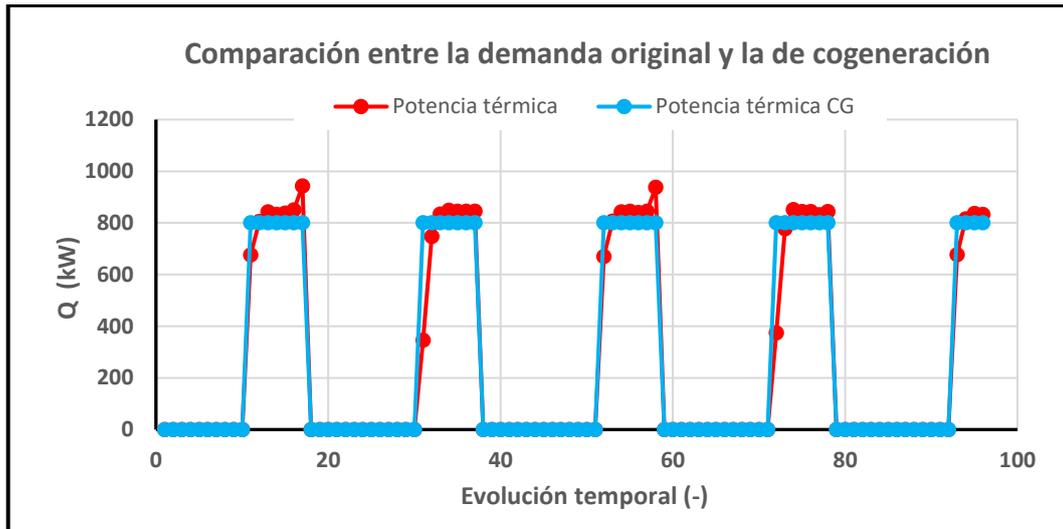


Gráfico 3.4. Comparación entre la demanda de potencia original y la de cogeneración

Fuente: Elaboración propia

Nuevamente se deben definir los parámetros de funcionamiento que seguirá la nueva instalación en la planta de Gijón III, para ello se realiza el mismo proceso que en el apartado anterior resultando los siguientes valores que se fijarán para el dimensionado de la planta de Gijón III:

Tª de salida (°C)	160
Caudal másico (kg/h)	17750

3.4.1.3 Configuración final de la demanda

Tras el proceso de transformación realizado y con los parámetros de funcionamiento de los sistemas determinados, es posible llevar a cabo el cálculo real de las demandas que existirán en cada una de las nuevas instalaciones que se desean instalar.

- Planta Gijón II

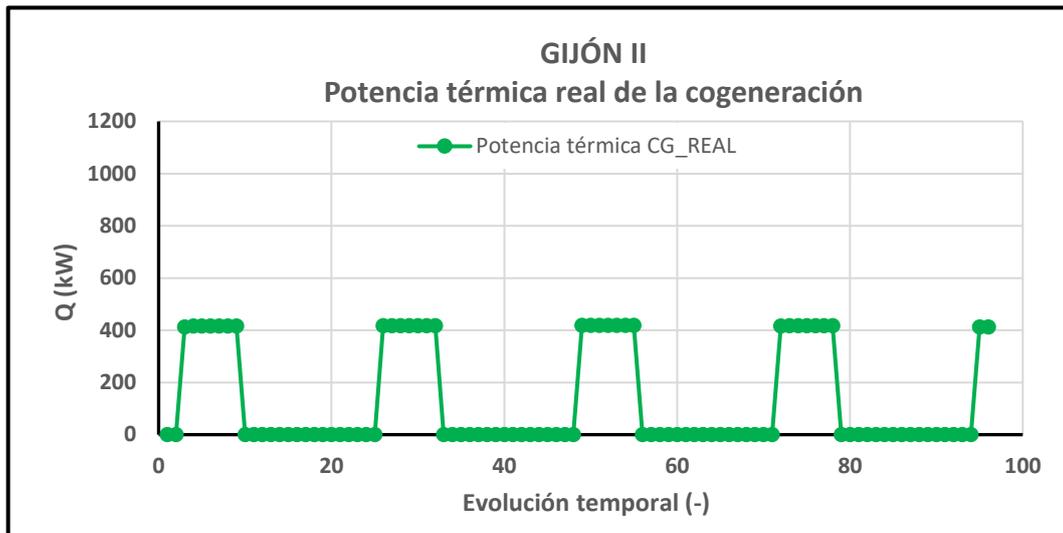


Gráfico 3.5. Demanda de potencia real de la cogeneración planta Gijón II

Fuente: Elaboración propia

Se puede observar cómo la demanda real de potencia de la corriente se sitúa en un valor estable entorno a los **420 kW**, algo que era previsible ya que se el valor teórico de 500 kW se había determinado sobredimensionando la instalación.

- Planta Gijón III

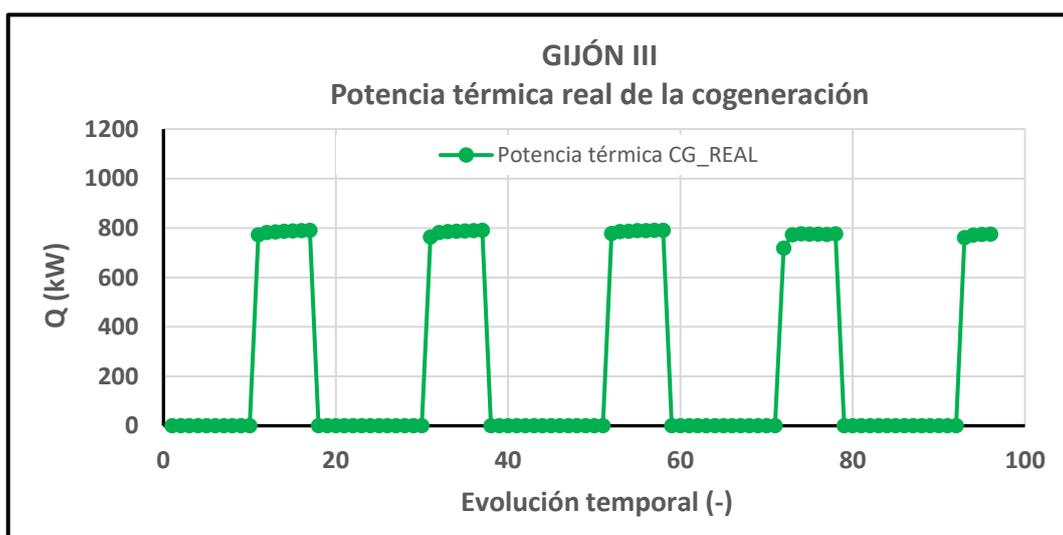


Gráfico 3.6. Demanda de potencia real de la cogeneración planta Gijón III

Fuente: Elaboración propia

Se observa cómo, de manera análoga al caso anterior, el valor real de la potencia que demanda la corriente de nitrógeno es ligeramente menor del valor teórico seleccionado, en este caso entorno a los **780 kW** mientras que el valor teórico se había fijado en 800 kW.

3.4.2 Generación de vapor

Cómo se había determinado en el apartado 3.3.2, por cada ciclo de trabajo de la actual caldera se producen 416,67 kg de vapor.

Para convertir este proceso de generación de vapor en un proceso más eficiente y realizarlo mediante la tecnología de cogeneración que se desea instalar, se transformará la demanda de vapor para que el aporte de este se produzca de forma continua. Para ello, en primer lugar es necesario conocer el tiempo total del ciclo entre dos arranques de la caldera.

Si se atiende al Gráfico 3.2. anteriormente mostrado se puede determinar una duración de 37 minutos y 24 segundos de cada ciclo entre arranques de la caldera. Del mismo modo que se ha realizado para el cálculo de la producción de vapor total, se sobredimensionará el proceso estimando un tiempo entre arranques de **35 minutos**.

Una vez conocida la producción total de vapor necesaria y el tiempo en el que esta se debe repartir, se puede definir el caudal de vapor que se generará de forma continuada en el nuevo proceso.

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\text{Vapor total}}{\text{Tiempo entre arranques}}$$
$$\dot{m}_{vapor} = \frac{416,67 \text{ kg}}{35 \text{ min} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}} \rightarrow \dot{m}_{vapor} = 714,29 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

De este modo, se consigue transformar la demanda de vapor cíclica que existía en la planta en una demanda continua que se conseguirá a través del aprovechamiento térmico de la nueva tecnología de cogeneración.

3.5 SELECCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

Una vez se tiene caracterizados los parámetros que debe cumplir la nueva instalación de cogeneración que se desea implantar, se hace indispensable el planteamiento de qué tecnología de las vistas en el apartado 2.4 será la más adecuada para esta aplicación en concreto. Para discernir entre las tecnologías planteadas se atenderá a los siguientes parámetros de la futura instalación y cómo se ajustan las distintas opciones a los mismos.

	TG	TV	TG+TV	MACI	CC
POTENCIA ($Q_T=500\text{kW}/800\text{kW}$)	★	★		★	★
FLEXIBILIDAD (Flx)				★	★
REND ELÉCTRICO (η_e)	★	★	★	★	★
TEMPERATURA (T^a)	★			★	
INVERSIÓN POR KW (Inv)	★		★	★	
MANTENIMIENTO (Mnto)	★	★		★	

Tabla 3.9. Comportamiento de las tecnologías frente a los parámetros del proceso

Fuente: Elaboración propia

Ante esta comparación realizada se puede observar cómo existen dos tecnologías que resultan mejor paradas que el resto, **la turbina de gas (TG) y el motor alternativo de combustión interna (MACI)**.

Por tanto, ante la dificultad de discernir a favor de una de las dos opciones resultantes se opta por realizar el estudio por separado de ambas tecnologías.

Además al incorporar una demanda de vapor al proceso, se optará por instalar **una caldera de recuperación** con la que se aprovechará la energía térmica de los gases de escape del equipo motogenerador para conseguir la corriente de vapor.

3.6 COGENERACIÓN CON TECNOLOGÍA MACI

3.6.1 Diagrama de proceso

En primer lugar, se plantea como afectaría la instalación de un sistema de cogeneración mediante MACI en el actual proceso. La opción más adecuada sería colocar el nuevo MACI en paralelo al horno de gas existente, *bypaseando* este y dejándolo de reserva por si en algún momento fuera necesario, bien por avería o por mantenimiento correctivo, realizar una parada del MACI.

Por otro lado, se colocará la caldera de recuperación en serie con el grupo motogenerador, de modo que cuando el MACI no tenga que suministrar energía térmica a la corriente de nitrógeno se pueda hacer circular los gases de escape a través de la caldera, dando lugar a la producción de vapor.

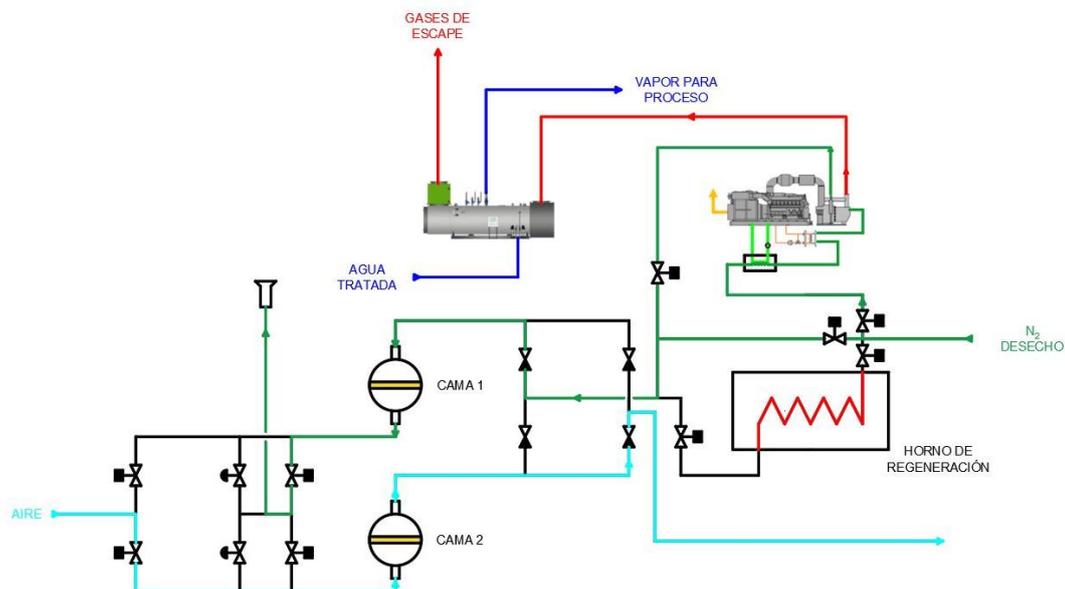


Ilustración 3.5. Diagrama del nuevo proceso (MACI) durante el ciclo de regeneración de la cama 1

Fuente: Elaboración propia

3.6.2 Dimensionamiento de los equipos de generación

Para dimensionar correctamente el equipo se debe partir de lo determinado previamente en el apartado 3.4.1.3, donde se ha establecido que la mayor potencia térmica que se deberá entregar a la corriente de nitrógeno es de 800 kW.

Sin embargo, cómo también se debe atender a la demanda de vapor que tiene la planta, cómo paso previo al dimensionamiento del MACI es recomendable conocer la demanda térmica que necesita dicha producción de vapor ya calculada en el apartado 3.4.2.

Por tanto, la elección de los equipos para la instalación de cogeneración estará supeditada a conseguir la mayor entrega de potencia térmica que se obtenga entre la corriente de nitrógeno y la demanda de vapor. Es por tanto, la potencia térmica suministrada el aspecto clave a la hora de seleccionar el MACI, dejando la potencia eléctrica en un segundo plano y clasificándola como subproducto.

3.6.2.1 Caldera de recuperación

Para dimensionar la caldera de recuperación y la energía térmica que se tendrá que aportar se parte de los datos anteriormente calculados de producción de vapor y de los valores conocidos del sistema actual:

Producción de vapor (kg/h)	714,29
Presión de funcionamiento (barg)	5
Condiciones del vapor	Saturado
Tª agua alimentación (°C)	10

Tabla 3.10. Parámetros de diseño caldera de recuperación

Fuente: Elaboración propia

Para facilitar la comprensión de los cálculos se tomará el valor de producción de vapor de **720 kg/h**.

El tipo de caldera seleccionada estará dotada de un desgasificador donde se realizará una mezcla entre una extracción de vapor que se recirculará y el agua de alimentación para, de este modo aumentar su temperatura y facilitar la producción de vapor.

Este proceso necesitará un aporte extra de vapor que se estima al 15% de la producción total, de modo que la demanda de vapor final se estimará como:

$$\dot{m}_{vapor_R} = \dot{m}_{vapor} \times (1 + 0,15)$$

$$\dot{m}_{vapor_R} = 720 \frac{kg}{h} \times (1 + 0,15) \rightarrow \dot{m}_{vapor_R} = 828 \frac{kg}{h}$$

Una vez obtenido el valor del caudal másico total de vapor el siguiente paso es caracterizar energéticamente cada uno de los puntos de la instalación. Para obtener los valores de entalpia de cada una de las corrientes se atiende a las tablas recogidas en el Anexo I donde se encuentran las propiedades térmicas del agua.

- Vapor generado para el proceso

Fluido	Vapor saturado
Tª del fluido (°C)	151,9
Presión de funcionamiento (barg)	5
Entalpia (kJ/kg)	2108,5

Tabla 3.11. Parámetros de salida de la caldera de recuperación

Fuente: Elaboración propia

- **Agua tratada desde depósito**

Fluido	Líquido subenfriado
Tª del fluido (°C)	10
Presión de funcionamiento (barg)	5
Entalpia (kJ/kg)	2,16

Tabla 3.12. Parámetros de entrada de la caldera de recuperación

Fuente: Elaboración propia

- **Vapor de extracción para recirculación**

Fluido	Vapor saturado
Tª del fluido (°C)	151,9
Presión de funcionamiento (barg)	5
Entalpia (kJ/kg)	2108,5

Tabla 3.13. Parámetros de recirculación de la caldera de recuperación

Fuente: Elaboración propia

- **Agua de alimentación**

La mezcla resultante entre el agua tratada y el agua extraída del desgasificador tendrá las siguientes características:

$$Entalpia_A = \frac{\dot{m}_{Recirc} \times Entalpia_{Recirc} + \dot{m}_{Dep} \times Entalpia_{Dep}}{\dot{m}_{HRSG}}$$

Donde:

- Entalpia_A: Entalpia de la mezcla de alimentación
- \dot{m}_{Recirc} : Caudal másico de agua recirculada (kg/h)

- Entalpia_{Recirc}: Entalpia del agua recirculada (kJ/kg)
- \dot{m}_{Dep} : Caudal másico de agua tratada desde depósito (kg/h)
- Entalpia_{Dep}: Entalpia del agua tratada desde depósito (kJ/kg)
- \dot{m}_{HRSG} : Caudal másico total de la caldera (kg/h)

Sustituyendo las variables por sus valores se obtiene:

$$Entalpia_A = \frac{0,15 \times 2108,5 \frac{kJ}{kg} + 0,85 \times 2,16 \frac{kJ}{kg}}{1} \rightarrow Entalpia_A = 318,10 \frac{kJ}{kg}$$

Una vez obtenido el valor de la entalpía de la corriente se acude a las tablas de líquido subenfriado del Anexo I para obtener el resto de características:

Fluido	Líquido subenfriado
Tª del fluido (°C)	76,10
Presión de funcionamiento (barg)	5

Tabla 3.14. Parámetros de alimentación de la caldera de recuperación

Fuente: Elaboración propia

- Demanda térmica necesaria

Una vez determinados los niveles energéticos de la instalación es posible determinar el coste energético que conllevará la generación de vapor.

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{Q}_{humos}}{(h_s - h_A)} \times \eta_{HRSG}$$

Donde:

- Q_{humos} : Calor cedido por los gases de combustión (kW)
- h_s : Entalpia del vapor de salida al proceso (kJ/kg)
- h_A : Entalpia de la mezcla de alimentación (kJ/kg)
- η_{HRSG} : Rendimiento de la caldera de recuperación (Estimado en 75%)

Sustituyendo valores y despejando la variable Q_{humos} se obtiene:

$$\dot{Q}_{\text{humos}} = \frac{828 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times \left(2108,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 3148,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)}{0,75} \rightarrow \dot{Q}_{\text{humos}} = 549,05 \text{ kW}$$

Este valor obtenido se traduce en que se debe seleccionar un MACI cuya potencia permita aportar mediante el aprovechamiento de los gases de escape una potencia térmica de al menos 550 kW.

3.6.2.2 Grupo MACI

Atendiendo a las especificaciones necesarias en cuanto a potencia térmica necesaria para los procesos que se tienen en planta, es posible determinar que la condición más restrictiva es la obtenida para la producción de vapor, por tanto, será necesario seleccionar un MACI cuya potencia aprovechable de sus de **gases de combustión** supere los **550 kW**.

Tras una búsqueda exhaustiva se consigue un grupo generador cuyas características cumplen las condiciones planteadas.

Se adjunta en el Anexo II la oferta técnica recibida del equipo generador, a continuación se recogen las especificaciones más relevantes para el estudio:

Marca	Caterpillar (MWM)
Modelo	TCG2020 V12
Potencia eléctrica (kWe)	1200
Rendimiento eléctrico (%)	43,6
Consumo de combustible ISO (kW)	2749
Calor disipado en camisas (kW)	608
Calor de gases de escape hasta 120 °C (kW)	581
Calor disipado en enfriamiento de mezcla (kW)	106
Caudal de gases de escape húmedos (kg/h)	6514
Temperatura de gases de escape (°C)	414

Tabla 3.15. Especificaciones técnicas del MACI seleccionado

Fuente: MWM

Con estos datos aquí recogidos es posible hacerse una idea del esquema energético que tendrá la instalación:

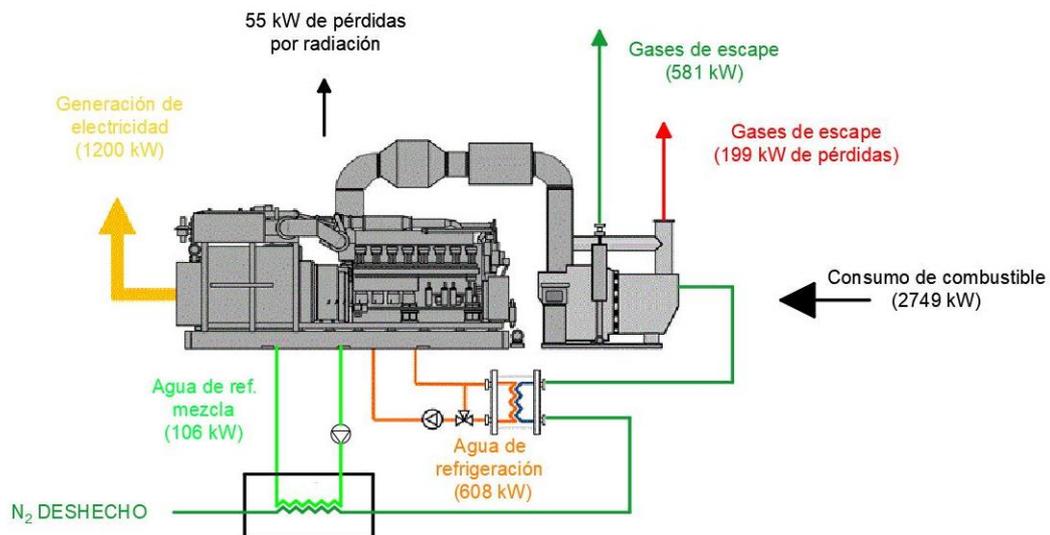


Ilustración 3.6. Potencias disponibles en el proceso de cogeneración con MACI

Fuente: Elaboración propia

3.6.3 Dimensionamiento de los intercambiadores

Una vez asegurado que la potencia térmica suministrada será la suficiente para generar la demanda de vapor necesaria, el siguiente paso será realizar el dimensionamiento de los equipos de transmisión de calor entre los diferentes fluidos (agua y gases de escape) y la corriente de nitrógeno.

En este momento resulta necesario distinguir de nuevo entre las plantas de Gijón II y Gijón II, ya que las características de la corriente de nitrógeno varían considerablemente entre ambas.

- Planta Gijón II

En la planta de Gijón II se tienen las siguientes características en la corriente de nitrógeno a la entrada del intercambiador de baja temperatura:

Caudal másico (kg/s)	1,42
Temperatura de entrada ⁵ (°C)	18,83
Presión de entrada (barg)	0,2

Tabla 3.16. Características de la corriente de nitrógeno de la planta Gijón II

Fuente: Nippon Gases y elaboración propia

- Intercambiador agua-nitrógeno (Baja temperatura)

En primer lugar, como se ha visto en el apartado 2.4.1, los equipos MACI incorporan un circuito de refrigeración de baja temperatura mediante agua, al tratarse este circuito del que menor nivel térmico tiene, será el primero que aporte energía a la corriente de nitrógeno, aumentando la temperatura de la corriente lo máximo posible.

Las características de la corriente de agua de este circuito son:

⁵ Cómo temperatura de entrada de la corriente de nitrógeno se toma la media aritmética de las temperaturas de entrada recogidas en la Tabla 3.1.

Fluido	Agua + Glicol 35%
Caudal másico (kg/h)	9,72
Temperatura de salida (°C)	43
Temperatura máxima de entrada (°C)	40
Volumen de agua (L)	20

Tabla 3.17. Características de la corriente de refrigeración LT

Fuente: MWM

Al tratarse de un intercambio entre líquido y gas la opción escogida para realizar el intercambio de calor de la forma más eficiente es un intercambiador de flujo cruzado y de tubos aleteados, donde el líquido circulará por el interior de los tubos y el gas, en este caso el nitrógeno, circulará por el exterior de los mismos.



Ilustración 3.7. Ejemplo de baterías de tubos aleteados

Fuente: Antumec

Lo primero que se debe abordar para el diseño del intercambiador será su geometría, para ello, en una primera suposición se definen los parámetros del equipo del siguiente modo:

Parámetros geométricos	
Diámetro exterior de las aletas - D (m)	0,05
Diámetro exterior de los tubos - d (m)	0,025
Diámetro interior de los tubos - d_{int} (m)	0,02
Espesor de los tubos - δ_T (m)	0,0025
Espesor de las aletas - δ_A (m)	0,002
Longitud de los tubos aleteados - L_A (m)	2
Paso de aletas - S_A (m)	0,010
Longitud de los tubos sin aletas - L_T (m)	0
Altura total del intercambiador - a (m)	0,4
Longitud total del intercambiador - b (m)	2

Tabla 3.18. Parámetros geométricos iniciales del intercambiador LT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Distribución de los tubos	
Número de tubos - Z (-)	20
Tipo de aletas (-)	Anulares
Configuración de los tubos (-)	Tresbolillo
Distancia S_1 (m)	0,1
Distancia S_2 (m)	0,15
Tubos conectados en paralelo - Z_p (-)	20
Tubos perpendiculares al flujo exterior - Z_1 (-)	4

Tabla 3.19. Parámetros de distribución iniciales del intercambiador dLT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		200	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de agua - m_W (kg/s)		9,72	
Corriente de nitrógeno		Corriente de agua	
T^a entrada (°C)	T^a salida	T^a entrada (°C)	T^a salida
18,83	A determinar	45	Max 40

Tabla 3.20. Parámetros térmicos del intercambiador LT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Una vez recogidos los datos geométricos del intercambiador, se puede comenzar el cálculo térmico del mismo, para ello se seguirá la siguiente metodología:

- 1° Cálculo del área de transmisión de calor **A**
- 2° Cálculo del coeficiente global de transferencia calor **U**
- 3° Comprobación de resultados mediante el método **NTU**

- **Cálculo del área de transmisión de calor A**

Para realizar el cálculo del área total de transmisión de calor del intercambiador, se deben calcular por separado el área que corresponde a la superficie aleteada y el área correspondiente a los tubos.

- *Área de la superficie aleteada (A_A)*

Para aletas de tipo anular

$$A_A = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2 + 2D\delta_A) \frac{L_A}{S_A} Z$$

Para aletas de tipo cuadrado

$$A_A = 2 \left(C_C^2 - \frac{\pi}{4} d^2 + 2C_C\delta_A \right) \frac{L_A}{S_A} Z$$

En el caso sujeto de estudio las aletas serán de tipo anular y por tanto el área de superficie aleteada resultará:

$$A_A = \frac{\pi}{2} (0,05^2 - 0,025^2 + 2 \times 0,05 \times 0,002) \frac{2}{0,01} \times 20 \rightarrow A_A = 13,04 \text{ m}^2$$

- *Área de tubos*

$$A_T = \pi d \left[L_A \left(1 - \frac{\delta_A}{S_A} \right) Z + L_T \right]$$

Sustituyendo las variable anteriormente definidas se obtiene:

$$A_T = \pi \times 0,025 \left[2 \times \left(1 - \frac{0,002}{0,01} \right) \times 20 + 0 \right] \rightarrow A_T = 2,51 \text{ m}^2$$

- *Área total de intercambio de calor*

$$A = A_A + A_T \rightarrow A = 15,55 \text{ m}^2$$

- **Cálculo del coeficiente global de transferencia calor U**

Para realizar el cálculo del coeficiente U se deberán caracterizar los procesos de convección y conducción que se llevan a cabo entre ambas corrientes y el propio intercambiador, para ello se deducirán los coeficientes de película interior y exterior y se obtendrá la resistencia térmica del material empleado.

En primer lugar se define la formulación del parámetro U:

$$U = \frac{\psi}{\frac{A}{A_{int}} \frac{1}{h_2} + \frac{A}{A_{int}} R_T + \frac{1}{h_{1rel}}}$$

Donde:

ψ : Coeficiente de eficiencia térmica exterior (-)

A: Área total de intercambio (m^2)

A_{int} : Superficie interior de intercambio (m^2)

h_2 : Coeficiente de película en el interior de los tubos ($W/m^2 K$)

R_T : Resistencia térmica de la pared de los tubos ($m^2 K/W$)

h_{1rel} : Coeficiente de película en el exterior de los tubos ($W/m^2 K$)

A continuación se realiza el cálculo de cada una de las variables necesarias.

- *Coeficiente de eficiencia ψ*

$\psi = 0,95 \rightarrow$ Si existe buen contacto entre el flujo exterior y la superficie

$\psi = 0,85 \rightarrow$ Si NO existe buen contacto entre el flujo exterior y la superficie

Se supone que existe un buen contacto entre el fluido exterior y la superficie de intercambio, por tanto, el valor del **coeficiente de eficiencia exterior será de 0,95**.

- *Área interior de intercambio A_{int}*

$$A_{int} = \pi d_{int} (ZL_A + L_T)$$

Sustituyendo por los valores se obtiene:

$$A_{int} = \pi \times 0,02 \times (20 \times 2 + 0) \rightarrow A_{int} = 2,51 \text{ m}^2$$

- *Resistencia térmica de los tubos R_T*

Para realizar el cálculo de la resistencia térmica de los tubos, se considera la pared de los mismos cómo si fuera una pared plana, de modo que aplicando la siguiente fórmula se obtiene el valor de la resistencia:

$$R_T = \frac{\delta_T}{k_m}$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$R_T = \frac{0,0025}{200} \rightarrow R_T = 1,25 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2 \text{ K}}{\text{W}}$$

- *Coefficiente de película interior h_2*

Para el cálculo del coeficiente de película interior por donde circulará el agua, se tendrán en cuenta tres correlaciones empíricas, las cuales se encuentran supeditadas a los valores de los números adimensionales **Reynolds** y **Prandlt**.

$$4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$$

$$0,1 < Pr < 2000$$

$$10^4 < Re < 10^6$$

$$0,7 < Pr < 2$$

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{int}} \left[\frac{0,125 \xi Re Pr C_{tem}}{\lambda + 4,5 \xi^{0,5} (Pr^{0,666} - 1)} \right]$$

$$h_2 = 0,023 \frac{k_f}{d_{int}} Re^{0,8} Pr^{0,4} C_{tem}$$

$$Re < 2300$$

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{int}} \left[3,66 + \frac{0,065 \frac{d_{int}}{L_A} Re Pr}{1 + 0,04 \left(\frac{d_{int}}{L_A} Re Pr \right)^{2/3}} \right]$$

Siendo:

k_f : Conductividad del fluido a T^a media (W/m K)

$$\lambda: 1 + \frac{900}{Re}$$

$$\xi: (1,82 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

Re: Número de Reynolds - $\frac{\rho u d_{int}}{\mu}$

u : Velocidad del fluido interior - $\frac{m_w}{\rho f}$ (m/s)

ρ : Densidad del fluido interior a T^a media (kg/m³)

μ : Viscosidad dinámica del fluido interior (Pa s)

m_w : Caudal másico de agua (kg/s)

f : Área libre para el paso del fluido interior - $Z_p \frac{\pi d_{int}^2}{4}$ (m²)

Z_p : Número de tubos conectados en paralelo

Pr: Número de Prandtl - $\frac{\mu C_p}{k_f}$

C_p : Calor específico del fluido interior a presión constante a T^a media (J/kg K)

C_{tem} : Factor de corrección:

Líquidos $0,08 < \mu_f < 40$	Gases
$C_{tem} = \left(\frac{\mu_f}{\mu_{wall}} \right)^n$ <p>$n = 0,11$ si se calienta $n = 0,25$ si se enfría</p>	$C_{tem} = \left(\frac{T + 273}{T_{wall} + 273} \right)^{0,5}$ <p>sólo si se calienta $C_{tem} = 1$ en otro caso</p>

μ_{wall} : Viscosidad dinámica del fluido interior a la temperatura de la pared (Pa s)

T_{wall} : Temperatura de la pared - $\frac{T+T_{ext}}{2}$ (°C)

Para aplicar la fórmula adecuada el primer paso es comprobar que valores de Reynolds y Prandlt se tiene en la corriente de fluido:

- Área de paso del fluido interior f

$$f = 20 \times \frac{\pi \times 0,02^2}{4} \rightarrow f = 6,28 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

- Velocidad del fluido interior u

$$u = \frac{1,42}{990,74 \times 6,28 \times 10^{-3}} \rightarrow u = 1,56 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Número de Reynolds Re

$$Re = \frac{990,74 \times 1,56 \times 0,02}{6,32 \times 10^{-4}} \rightarrow Re = 61180,47$$

- Número de Prandtl Pr

$$Pr = \frac{7,95 \times 10^{-4} \times 4174}{0,64} \rightarrow Pr = 4,15$$

Una vez obtenidos los números adimensionales que gobiernan el cálculo del coeficiente de película, es posible determinar que fórmula se debe usar para el cálculo de h_2 .

$$\text{Cómo } 4 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6 \text{ Y } 0,1 < Pr < 2000$$

Se aplica la siguiente fórmula:

$$h_2 = \frac{k_f}{d_{int}} \left[\frac{0,125 \xi Re Pr C_{tem}}{\lambda + 4,5 \xi^{0,5} (Pr^{0,666} - 1)} \right]$$

Donde sustituyendo se obtiene:

$$h_2 = \frac{0,64}{0,02} \times \left[\frac{0,125 \times 2,95 \times 10^{-3} \times 1223609 \times 4,15 \times 0,951}{1,01 + 4,5 \times (2,95 \times 10^{-3})^{0,5} \times (4,15^{0,666} - 1)} \right] \rightarrow h_2 = 2018,43 \frac{W}{m^2 K}$$

De esta forma estaría definido el fenómeno de transmisión de calor en la corriente interna, el siguiente paso será calcular el coeficiente de película del fluido externo.

- *Coeficiente de película exterior h_{1rel}*

$$h_{1rel} = \left(\frac{A_A}{A} E \mu_A \psi_E + \frac{A_T}{A} \right) h_C$$

Correspondiendo cada una de las variables a:

E: Eficiencia teórica de la aleta

μ_A : Factor de corrección por ensanchamiento de las aletas

ψ_E : Factor de corrección de la eficiencia teórica de las aletas

h_C : Coeficiente de transmisión de calor por convección (W/m K)

Se comenzará el cálculo por el termino de convección debido a que, como se verá más adelante, otras variables de la ecuación dependen de este valor.

- Coeficiente de convección h_C

$$h_C = 1,13 C_Z C_q \frac{k_g}{d} \left(\frac{\rho_g u_g d}{\mu_g} \right)^n Pr^{0,33}$$

Donde:

k_g : Conductividad térmica del fluido exterior a T^a media (W/m K)

u_g : Velocidad del fluido exterior - $\frac{m_{N_2}}{F \rho_g}$ (m/s)

μ_g : Viscosidad dinámica del fluido exterior (Pa s)

m_{N_2} : Caudal másico de la corriente de nitrógeno (kg/s)

ρ_g : Densidad del fluido exterior a T^a media (kg/m³)

F: Área libre de paso para el fluido exterior:

Para configuración en tresbolillo

$Si \varphi_{rel} \leq 2$ $F = ab - Z_1 L_{SC} d_{rel}$	$Si \varphi_{rel} \geq 2$ $F = (ab - Z_1 L_{SC} d_{rel}) \frac{2}{\varphi_{rel}}$
---	---

Para configuración en cuadrado

$$F = ab - Z_1 L_{SC} d_{rel}$$

Siendo:

L_{SC} : Longitud de los tubos proyectada sobre la sección en la que se calcula (m)

$$d_{rel} = d + \frac{2 l_A \delta_A}{S_A}$$

$$\varphi_{rel} = \frac{S_1 - d_{rel}}{S_2' - d_{rel}}$$

l_A : Longitud de las aletas (m)

Sustituyendo los valores se tiene el área libre de paso para el flujo exterior:

$$F = 0,4 \times 2 - 4 \times 2 \times 0,035 \rightarrow F = 0,56 \text{ m}^2$$

Ahora se hace posible calcular la velocidad del flujo exterior:

$$u_g = \frac{1,42}{0,56 \times 1,34} \rightarrow u_g = 1,89 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El siguiente paso será determinar el valor del exponente n de la ecuación:

$$n = 0,7 + 0,08 \tanh(X) + 0,005 \psi_A$$

Donde:

X: Parámetro de forma del banco de tubos

Configuración en tresbolillo	Configuración en cuadrado	
$X = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} - \frac{1,26}{\psi_A} - 2$	$X = 4 \left(2 + \frac{\psi_A}{7} - \sigma_2 \right)$	$\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ $\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$

ψ_A : Coeficiente aleteado

Aletas anulares	Aletas cuadradas
$\psi_A = \frac{1}{2dS_A} (D^2 - d^2 + 2D\delta_A) + 1 - \frac{\delta_A}{S_A}$	$\psi_A = \frac{2 \left(C_C^2 - \frac{\pi}{4} d^2 + 2C_C\delta_A \right)}{\pi d S_A} + 1 - \frac{\delta_A}{S_A}$

Sustituyendo valores en las fórmulas, se obtiene un valor del exponente n igual a:

$$n = 0,7 + 0,08 \tanh(-1,588) + 0,005 \times 4,95 \rightarrow n = 0,651$$

Finalmente, se calculan los factores de corrección incluidos en la fórmula:

C_z : Factor de corrección por número de filas de tubos en dirección al flujo exterior

Tresbolillo	Cuadrado	Tresbolillo
$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \geq 2$ y $Z_2 < 8$	$2 < Z_2 < 8$	$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} < 2$ y $Z_2 < 8$
$C_Z = 3,5 Z_2^{0,03} - 2,72$		$C_Z = 3,15 Z_2^{0,05} - 2,50$

Tresbolillo y cuadrado

$$Z_2 > 8$$

$$C_Z = 1$$

En este caso, el valor de C_Z será igual a 0,9139.

C_q : Factor corrector para el coeficiente de película

$$C_q = (1,36 - \tanh(X)) \left(\frac{1,1}{\psi_A + 8} - 0,014 \right)$$

En el caso sujeto de estudio se obtiene un valor de C_q de 0,162.

Una vez se han obtenido los valores de todas las variables que intervienen en la fórmula del coeficiente de convección, es posible determinar este valor:

$$h_c = 1,13 \times 0,9139 \times 0,162 \times \frac{0,03}{0,025} \left(\frac{1,34 \times 1,89 \times 0,025}{1,75 \times 10^{-5}} \right)^n \times 0,72^{0,33}$$

$$h_c = 31,48 \frac{W}{m^2 K}$$

- Eficiencia teórica de la aleta E

$$ml_A \leq 2 \text{ y } \frac{D}{d} \leq 3$$

$$E = \frac{\tanh(ml'_A)}{ml'_A}$$

Donde:

$$m = \sqrt{\frac{2 h_C}{\delta_A k_m}}$$

$$l'_A = l_A \left[1 + \left(0,191 + 0,054 \frac{D}{d} \right) \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right]$$

De modo que, sustituyendo valores en las anteriores fórmulas, se obtiene el valor de E:

$$E = \frac{\tanh(0,189)}{0,189} \rightarrow E = \mathbf{0,988}$$

- Factor de corrección por ensanchamiento μ_A

El valor del factor de corrección por ensanchamiento de las aletas **se fijará como 1** ya que en el caso estudiado se supondrán en todo momento aletas de un único grosor.

- Factor de corrección de la eficiencia teórica ψ_E

$$\psi_E = 1 - 0,016 \left(\frac{D}{d} - 1 \right) [1 + \tanh(2 ml_A - 1)]$$

Una fórmula en la que sustituyendo valores se obtiene:

$$\psi_E = 1 - 0,016 \left(\frac{0,05}{0,025} - 1 \right) [1 + \tanh(2 \times 0,189 - 1)] \rightarrow \psi_E = 0,993$$

Una vez obtenidos todos los parámetros necesarios, es posible realizar el cálculo del coeficiente de película exterior del intercambiador de calor:

$$h_{1rel} = \left(\frac{13,04}{15,55} \times 0,988 \times 1 \times 0,993 + \frac{2,51}{15,55} \right) \times 31,48 \rightarrow h_{1rel} = 30,99 \frac{W}{m^2 K}$$

Ahora que ya se han obtenido cada una de las variables que componen el coeficiente global de transmisión de calor U, es posible realizar su cálculo:

$$U = \frac{0,95}{\frac{15,55}{2,51} \times \frac{1}{2018,43} + \frac{15,55}{2,51} \times 1,25 \times 10^{-5} + \frac{1}{30,99}}$$

$U = 26,82 \frac{W}{m^2 K}$

- Comprobación con el método NTU

Para llegar a una configuración final adecuada del intercambiador de calor, se utilizará el método NTU para obtener la potencia térmica real que será capaz de intercambiar el equipo y los valores de temperatura que presentará la corriente de nitrógeno a la salida del mismo.

- Cálculo de las capacidades caloríficas C_{N_2} , C_W

Se calculan las capacidades caloríficas de cada una de las corrientes multiplicando el flujo másico por el calor específico a presión constante:

$$C_{N_2} = \dot{m}_{N_2} C_{P_{N_2}} \quad | \quad C_W = \dot{m}_W C_{P_W}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$C_{N_2} = 1,42 \times 1040,61 \rightarrow C_{N_2} = 1474,20 \frac{W}{K}$$

$$C_W = 9,72 \times 4174,0 \rightarrow C_W = 40580,56 \frac{W}{K}$$

- *Relación de capacidades C_R*

El segundo paso será calcular la relación de capacidades existente entre ambas corrientes:

$$C_R = \frac{\min(C_{N_2}; C_W)}{\max(C_{N_2}; C_W)}$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$C_R = \frac{1474,20}{40580,56} \rightarrow C_R = 0,036$$

- *Cálculo del coeficiente NTU*

Se calcula el coeficiente NTU a partir de los parámetros previamente calculados, de este modo será posible determinar la eficiencia del intercambiador que se ha propuesto.

$$NTU = \frac{AU}{\min(C_{N_2}; C_W)}$$

Sustituyendo los valores previamente calculados se tiene:

$$NTU = \frac{13,98 \times 50,47}{1474,20} \rightarrow NTU = 0,283$$

- *Determinación de la eficiencia del intercambiador ε*

Una vez se han obtenido los parámetros NTU y C_R es posible determinar la eficiencia del intercambiador gracias a las fórmulas empíricas desarrolladas que relacionan dichos parámetros con la eficiencia.

Para el caso estudiado donde se trata de un intercambiador de flujo cruzado en el que la corriente interior no se mezcla y la exterior si se tiene la siguiente fórmula de eficiencia:

$$\varepsilon = 1 - \exp[-C_R^{-1} (1 - \exp(-C_R NTU))]$$

Sustituyendo resulta:

$$\varepsilon = 1 - \exp[-0,036^{-1} (1 - \exp(-0,036 \times 0,283))] \rightarrow \varepsilon = 0,245$$

- *Cálculo de la potencia térmica real y T^a de salida del nitrógeno Q_{REAL} , $T_{S_{N_2}}$*

Para determinar la potencia térmica real que cederá la corriente de agua a la corriente de nitrógeno se aplica la siguiente fórmula que relaciona la efectividad con la potencia térmica real y máxima teórica:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{REAL}}{\dot{Q}_{MAX}} \text{ Donde } \rightarrow \dot{Q}_{MAX} = \min(C_{N_2}; C_W) \times (T_{C_e} - T_{F_e})$$

Siendo:

T_{C_e} : Temperatura de entrada de la corriente caliente (°C)

T_{F_e} : Temperatura de entrada de la corriente fría (°C)

De modo que sustituyendo valores se obtiene el valor de la potencia térmica real cedida entre corrientes con la configuración definida:

$$\dot{Q}_{REAL} = 0,245 \times (1474,20 \times (45,00 - 18,83)) \rightarrow \dot{Q}_{REAL} = 9465,83 \text{ W}$$

De este valor obtenido se puede deducir la temperatura de salida de la corriente de nitrógeno aplicando la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{REAL} = \dot{m}_{N_2} C_{P_{N_2}} (T_{N_{2s}} - T_{N_{2e}})$$

Si se sustituyen los valores correspondientes a las variables y se despeja la temperatura de salida de la corriente de nitrógeno se consigue el valor deseado:

$$T_{N_{2s}} = \frac{\dot{Q}_{REAL}}{\dot{m}_{N_2} C_{P_{N_2}}} + T_{N_{2e}}$$

$$T_{N_{2s}} = 25,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- *Proceso iterativo*

Para llegar a la solución óptima para la configuración propuesta del equipo se debe llevar a cabo un proceso iterativo donde se plantea una temperatura de salida de la corriente de nitrógeno como semilla inicial, realizando el proceso descrito en el presente apartado - hasta obtener un nuevo valor de dicha temperatura, la cual si es lo suficientemente cercana a la inicialmente propuesta, se dará por terminado el cálculo mientras que, si el valor obtenido dista del inicialmente planteado se repetirá el proceso utilizando este último valor obtenido como nueva semilla.

Este proceso iterativo se ha llevado a cabo mediante la herramienta Excel debido a lo engorroso y extenso que puede llegar a ser.

- *Optimización de los parámetros geométricos*

Una vez realizado el proceso iterativo y que este ha convergido hacia una única solución, llega el momento de optimizar la geometría inicialmente propuesta de modo que se maximice el intercambio de potencia térmica entre ambas corrientes. Para ello se ha utilizado la herramienta incorporada en Excel llamada Solver, en el cual se define como variable a maximizar la potencia térmica real intercambiada y, para no complicar este paso en exceso, se variará la configuración de los tubos, es decir, el número total de tubos y su colocación en filas y columnas.

Una vez realizado este proceso de optimización y depurando los valores para conseguir una buena relación entre el número de tubos y la temperatura de salida se obtiene la configuración final del intercambiador y sus nuevos parámetros térmicos de funcionamiento:

Distribución de los tubos	
Número de tubos - Z (-)	36
Tipo de aletas (-)	Anulares
Configuración de los tubos (-)	Tresbolillo
Distancia S_1 (m)	0,1
Distancia S_2 (m)	0,15
Tubos conectados en paralelo - Z_p (-)	36
Tubos perpendiculares al flujo exterior - Z_1 (-)	6
Altura total del intercambiador - a (m)	0,65
Longitud total del intercambiador - b (m)	2
Área de intercambio (m^2)	50,33

Tabla 3.21. Distribución final de los tubos del intercambiador LT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de agua - m_w (kg/s)		9,72	
Coeficiente de película interior - h_2 ($W/m^2 K$)		1245,37	
Resistencia térmica de los tubos - R_T ($W/m K$)		$1,25 \times 10^{-5}$	
Coeficiente de película exterior - h_{1rel} ($W/m^2 K$)		20,25	
Coeficiente global de transferencia - U ($W/m^2 K$)		16,25	
Potencia térmica intercambiada (W)		16302,69	
Corriente de nitrógeno		Corriente de agua	
T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida ($^{\circ}C$)	T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida
18,83	29,89	45	44,60

Tabla 3.22. Parámetros térmicos finales del intercambiador LT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

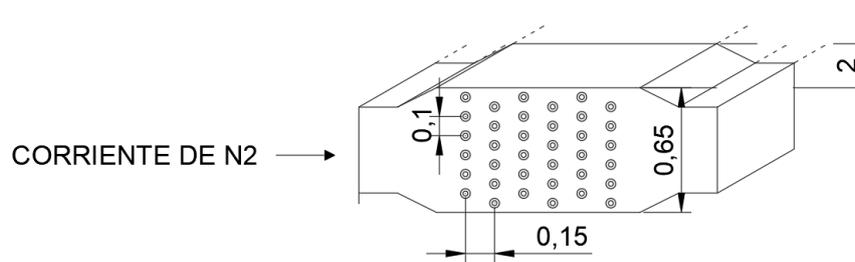


Ilustración 3.8. Configuración del intercambiador LT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

- Intercambiador agua-nitrógeno (Alta temperatura)

Al tratarse de un intercambiador similar al del apartado anterior los cálculos de este se recogen en el Anexo III del informe para no caer en la reiteración, las únicas diferencias dignas de mencionar son que para comenzar los cálculos la temperatura de entrada de la corriente de nitrógeno en este segundo intercambiador se corresponde con la temperatura de salida del nitrógeno del anterior apartado y que las características del circuito de agua son diferentes:

Datos del circuito de agua:

Fluido	Agua + Glicol 35%
Caudal másico (kg/h)	11,94
Temperatura de salida (°C)	93
Temperatura máxima de entrada (°C)	80
Volumen de agua (L)	111

Tabla 3.23. Parámetros del circuito de agua de alta temperatura

Fuente: MWM

A continuación se muestran únicamente los resultados finales de la distribución del equipo y sus parámetros térmicos.

Distribución de los tubos	
Número de tubos - Z (-)	36
Tipo de aletas (-)	Anulares
Configuración de los tubos (-)	Tresbolillo
Distancia S_1 (m)	0,1
Distancia S_2 (m)	0,15
Tubos conectados en paralelo - Z_p (-)	36
Tubos perpendiculares al flujo exterior - Z_1 (-)	6
Altura total del intercambiador - a (m)	0,65
Longitud total del intercambiador - b (m)	2
Área de intercambio (m^2)	50,33

Tabla 3.24. Distribución final de los tubos del intercambiador HT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de agua - m_w (kg/s)		11,94	
Coeficiente de película interior - h_2 ($W/m^2 K$)		1555,30	
Resistencia térmica de los tubos - R_T ($W/m K$)		$1,25 \times 10^{-5}$	
Coeficiente de película exterior - h_{1rel} ($W/m^2 K$)		20,86	
Coeficiente global de transferencia - U ($W/m^2 K$)		17,20	
Potencia térmica intercambiada (W)		41090,66	
Corriente de nitrógeno		Corriente de agua	
T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida ($^{\circ}C$)	T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida
29,89	57,69	93	92,18

Tabla 3.25. Parámetros térmicos finales del intercambiador HT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

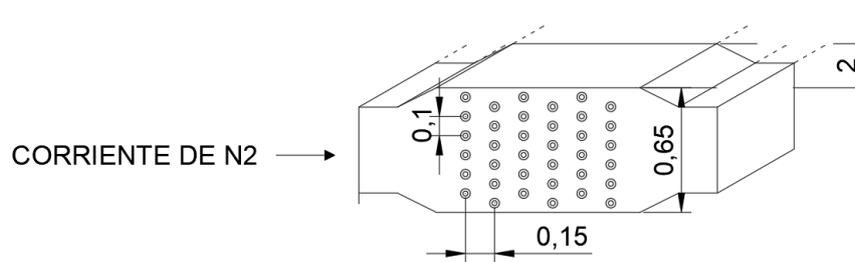


Ilustración 3.9. Configuración del intercambiador HT - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

- Intercambiador gases de escape-nitrógeno

Para el proceso de intercambio de potencia térmica entre la corriente de nitrógeno y los gases de escape del MACI se ha optado por diseñar un intercambiador de placas de flujo cruzado.

Al tratarse de una configuración de equipo diferente a las anteriores a continuación se muestra el proceso de dimensionamiento del mismo.

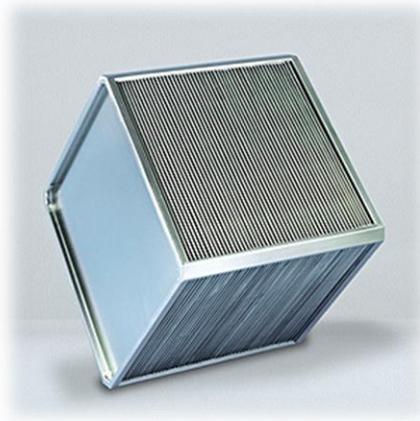


Ilustración 3.10. Intercambiador de placas de flujo cruzado

Fuente: Sedical

De nuevo, el primer paso para dimensionar el equipo será suponer una geometría inicial del mismo, para ello se toman de referencia las dimensiones de varios modelos comerciales dando lugar a la siguiente configuración inicial:

Parámetros geométricos	
Longitud 1 - L_1 (m)	2
Longitud 2 - L_2 (m)	2
Nº de filas totales - filas (-)	6
Altura de las aletas de la sección 1 - H_1 (m)	0,01
Altura de las aletas de la sección 2 - H_2 (m)	0,01
Espesor de las aletas de la sección 1 - E_1 (m)	0,005
Espesor de las aletas de la sección 2 - E_2 (m)	0,005
Espesor de la placa de separación - E_d (m)	0,005
Nº de las aletas de la sección 1 por Ud. de longitud - N_1 (-/m)	30
Nº de las aletas de la sección 2 por Ud. de longitud - N_2 (-/m)	30

Tabla 3.26. Parámetros geométricos iniciales para el intercambiador de Gases - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Cómo parámetros térmicos del sistema se tendrá:

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de gases de escape - m_G (kg/s)		1,81	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)	T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)
57,69	A determinar	414	A determinar

Tabla 3.27. Parámetros térmicos iniciales del intercambiador de Gases - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Una vez planteados los parámetros iniciales del equipo se comienza con el proceso de cálculo, que constará de las siguientes partes:

- 1º Cálculo de las áreas que forman el intercambiador

- 2º Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor **U**
- 3º Comprobación del resultado mediante el método **NTU**

- **Cálculo de las áreas que forman el intercambiador**

En primer lugar y para facilitar la comprensión del cálculo se muestra un esquema de la configuración inicial del intercambiador donde la parte superior e inferior se encuentran alineadas para hacer posible su visualización, en la práctica dichas partes estarán situadas transversalmente una con respecto a la otra:

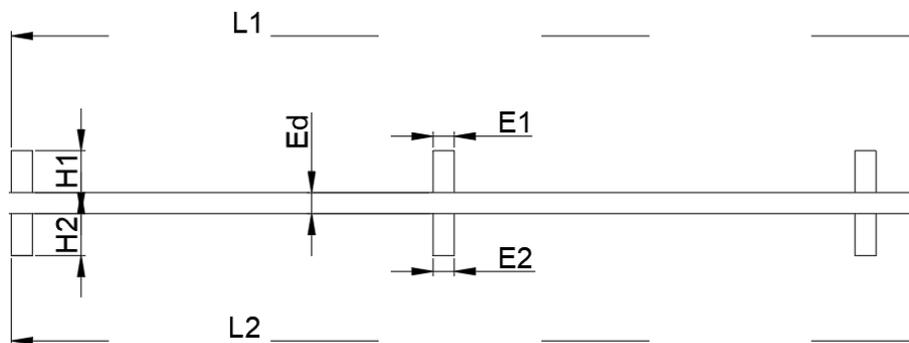


Ilustración 3.11. Esquema de la configuración geométrica del intercambiador

Fuente: Elaboración propia

De esta distribución se deducen cinco áreas diferentes que se deben calcular, dichas áreas se muestran a continuación:

A_d : Área "desnuda" (m^2)	
A_1 : Área total de la zona 1 (m^2)	 + 
A_2 : Área total de la zona 2 (m^2)	 + 
A_{A1} : Área total de las aletas de la zona 1 (m^2)	
A_{A2} : Área total de las aletas de la zona 2 (m^2)	

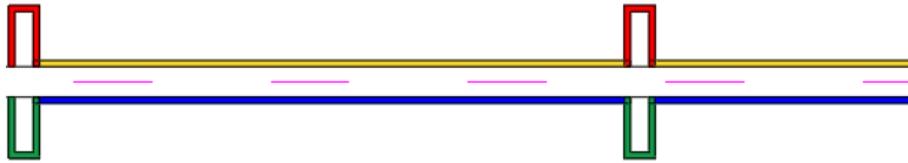


Ilustración 3.12. Áreas definidas en el intercambiador de gases

Fuente: Elaboración propia

De forma matemática se formulan de la siguiente manera:

$$A_d = L_1 \times L_2 \times (\text{filas} - 1) \rightarrow A_d = 20 \text{ m}^2$$

$$A_{A1} = L_2 \times (L_1 \times N_1) \times H_1 \rightarrow A_{A1} = 7,2 \text{ m}^2$$

$$A_{A2} = L_1 \times (L_2 \times N_2) \times H_2 \rightarrow A_{A2} = 7,2 \text{ m}^2$$

$$A_1 = A_{A1} + L_2 \times L_1 \times (1 - N_1 \times H_1)$$

$$A_2 = A_{A2} + L_1 \times L_2 \times (1 - N_2 \times H_2)$$

Si se desarrollan estas dos últimas ecuaciones se tiene:

$$A_1 = L_2 \times L_1 \times (1 + N_1 \times (H_1 - E_1)) \rightarrow A_1 = 27,6 \text{ m}^2$$

$$A_2 = L_1 \times L_2 \times (1 + N_2 \times (H_2 - E_2)) \rightarrow A_2 = 27,6 \text{ m}^2$$

Cómo se verá a lo largo del proceso, el cálculo de estos valores es importante a la hora de cuantificar el coeficiente de transferencia global de calor ya que estará referido a las áreas descritas.

- **Cálculo del coeficiente global de transferencia U**

Para el equipo propuesto el coeficiente U se presenta con la siguiente formulación matemática:

$$\frac{1}{U} = \frac{A_d/A_1}{\eta_1 h_1} + \frac{E_D}{k_m} + \frac{A_d/A_2}{\eta_2 h_2}$$

Donde además de las áreas anteriormente descritas también intervienen:

η_1 : Eficiencia de la superficie 1 (-)

η_2 : Eficiencia de la superficie 2 (-)

h_1 : Coeficiente de película del flujo en la zona 1 (W/m² K)

h_2 : Coeficiente de película del flujo en la zona 2 (W/m² K)

De modo que para obtener el valor del coeficiente U primero será imperativo calcular los valores de los parámetros enumerados, comenzando por los coeficientes de película de ambas zonas ya que, cómo se verá a continuación, la eficiencia de las superficies dependen de estos valores.

- *Cálculo del coeficiente de película en la zona 1 h_1*

Para la obtención del coeficiente de película h_1 será necesario recurrir a las correlaciones empíricas de convección forzada donde se relaciona los números adimensionales **Nusselt**,

Reynolds y Prandlt. Con el fin de facilitar el cálculo de este parámetro, se realizará el estudio en una sola sección representativa de la zona 1 del equipo:

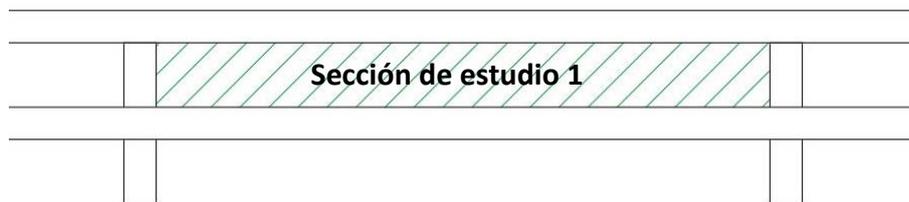


Ilustración 3.13. Representación del área de estudio 1

Fuente: Elaboración propia

Para conocer cuál de las correlaciones existentes se debe utilizar el primer paso será calcular los números de Reynolds y Prandlt:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 u_1 D_{h1}}{\mu_1} \quad Pr_1 = \frac{C_{p1} \mu_1}{k_1}$$

Donde:

ρ_1 : Densidad del fluido circulante por la zona 1 (kg/m^3)

u_1 : Velocidad del fluido circulante por la zona 1 $\left[\frac{\dot{m}_1}{\rho_1 A_{PT1}} \right]$ (m/s)

A_{PT1} : Área de paso total del fluido en la zona 1 $\left[\frac{\text{filas}}{2} \times L_1 H_1 - ((N_1 L_1) \times E_1 H_1) \right]$ (m^2)

D_{h1} : Diámetro hidráulico de la sección de paso $\left[\frac{4 A_P}{P} \right]$ (m)

A_P : Área de paso de la sección de estudio $\left[\frac{H_1 L_1}{(N_1 L_1) + 1} \right]$ (m^2)

P : Perímetro de la sección de estudio $\left[2 \times \left(H_1 + \frac{L_1}{(N_1 L_1) + 1} \right) \right]$ (m)

μ_1 : Viscosidad dinámica del fluido circulante por la zona 1 (Pa s)

C_{p1} : Calor específico del fluido circulante por la zona 1 (J/kg K)

k_1 : Conductividad térmica del fluido circulante por la zona 1 (W/m K)

Si se sustituyen valores se obtiene:

$$Re_1 = \frac{0,911 \times 27,36 \times 0,015}{2,35 \times 10^{-5}} \rightarrow Re_1 = 16269$$

$$Pr_1 = \frac{1048,16 \times 2,35 \times 10^{-5}}{0,035} \rightarrow Pr_1 = 0,71$$

Una vez conocidos los números de Reynolds y Prandtl es posible saber que correlación se debe utilizar, en este caso y en función de los valores obtenidos, la fórmula a utilizar será la propuesta por Gnielinski⁶ para flujo turbulento desarrollado por el interior de tuberías:

$$\frac{3000 < Re_1 < 10^6}{Nu_1 = \frac{\frac{\lambda}{8} (Re_1 - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\lambda}{8}} (Pr^{2/3} - 1)}}$$

Donde λ es el coeficiente de rozamiento del conducto, calculado cómo:

$$\frac{10^4 < Re_1 < 5 \times 10^6}{\lambda_1 = (0,79 \ln(Re_1) - 1,64)^{-2}}$$

Si se sustituyen los valores en las anteriores ecuaciones se obtiene:

⁶ Correlaciones de convección obtenidas del libro “Tablas y gráficos para la resolución de problemas de Transmisión de calor” de las autoras M^a Manuela Prieto González e Inés Ramón Suárez y editado por la Universidad de Oviedo.

$$Nu_1 = \frac{\frac{0,03}{8} (16269 - 1000) \times 0,71}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{0,03}{8}} (0,71^{2/3} - 1)} \rightarrow Nu_1 = 62,91$$

Una vez se ha obtenido el número de Nusselt, este se puede relacionar con el coeficiente de película h_1 que se está buscando mediante la fórmula:

$$Nu_1 = \frac{h_1 D_{h1}}{k_1}$$

De la que, sustituyendo los valores se tiene el valor final del coeficiente h_1 :

$$h_1 = \frac{62,91 \times 0,035}{0,015} \rightarrow h_1 = 142,74 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Cálculo del coeficiente de película en la zona 2 h_2*

Para determinar el valor del coeficiente de película h_2 se procede del mismo modo que en el anterior apartado, calculando en primer lugar los números adimensionales en la zona 2, para posteriormente obtener el valor de h_2 .

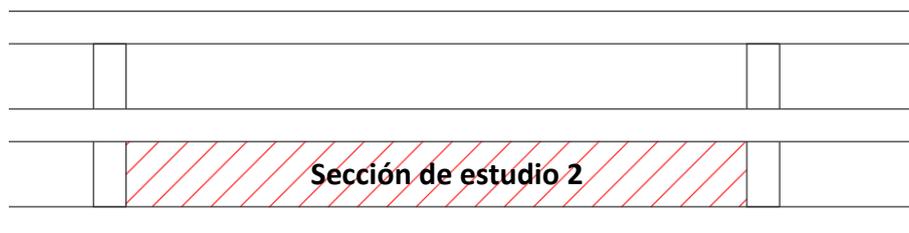


Ilustración 3.14. Representación del área de estudio 2

Fuente: Elaboración propia

Números de Reynolds y Prandtl:

$$Re_2 = \frac{0,586 \times 54,20 \times 0,015}{3,18 \times 10^{-5}} \rightarrow Re_2 = 15291$$

$$Pr_2 = \frac{1115,52 \times 3,18 \times 10^{-5}}{0,047} \rightarrow Pr_2 = 0,759$$

Bajo estas condiciones, la fórmula a aplicar para el cálculo del número de Nusselt será de nuevo la propuesta por Gnielinski para flujos turbulentos en el interior de un conducto:

$$Nu_2 = \frac{\frac{0,03}{8} (15291 - 1000) \times 0,759}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{0,03}{8}} (0,759^{2/3} - 1)} \rightarrow Nu_2 = 60,78$$

Valor del cual, nuevamente se deduce el coeficiente de película, en este caso de la sección número 2:

$$h_2 = \frac{60,78 \times 0,047}{0,015} \rightarrow h_2 = 185,43 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Cálculo de la eficiencia de las superficies η_1 , η_2*

La eficiencia de las superficies es un parámetro que tiene en cuenta la geometría del equipo y su relación con el flujo circulante y ofrece una especie de rendimiento del intercambio de calor que tienen las superficies.

$$\eta_1 = 1 - \frac{N_1 H_1}{1 + N_1 H_1} (1 - \chi_{A1}) \quad \eta_2 = 1 - \frac{N_2 H_2}{1 + N_2 H_2} (1 - \chi_{A2})$$

Donde:

χ_{A1} : Efectividad de las aletas de la zona 1 (-)

χ_{A2} : Efectividad de las aletas de la zona 2 (-)

Definidas dichas efectividades mediante las fórmulas:

$$\chi_{A1} = \frac{\tanh(\beta_1)}{\beta_1} \quad \chi_{A2} = \frac{\tanh(\beta_2)}{\beta_2}$$

y donde las variables β_1 y β_2 responden a la siguiente formulación:

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{h_1 P_{A1}}{k_M A_{A1}}} H_1 \quad \beta_2 = \sqrt{\frac{h_2 P_{A2}}{k_M A_{A2}}} H_2$$

Sustituyendo valores el orden ascendente se obtienen las variables buscadas:

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{709,24 \times 2 \times (1 \times 0,005)}{25 \times (1 \times 0,005)}} \times 0,01 \rightarrow \beta_1 = 0,48$$

$$\beta_2 = \sqrt{\frac{956,64 \times 2 \times (1 \times 0,005)}{25 \times (1 \times 0,005)}} \times 0,01 \rightarrow \beta_2 = 0,55$$

$$\chi_{A1} = \frac{\tanh(0,48)}{0,48} \rightarrow \chi_{A1} = 0,9301$$

$$\chi_{A2} = \frac{\tanh(0,55)}{0,55} \rightarrow \chi_{A2} = 0,9114$$

Finalmente, las variables buscadas serán:

$$\eta_1 = 1 - \frac{30 \times 0,01}{1 + (30 \times 0,01)} \times (1 - 0,9301) \rightarrow \eta_1 = 0,984$$

$$\eta_2 = 1 - \frac{30 \times 0,01}{1 + (30 \times 0,01)} \times (1 - 0,9114) \rightarrow \eta_2 = 0,980$$

Una vez determinadas todas las variables necesarias para el cálculo del coeficiente global U, es posible realizar la sustitución de las mismas y obtener el valor buscado:

$$\frac{1}{U} = \frac{20/27,6}{0,984 \times 142,74} + \frac{0,005}{25} + \frac{20/27,6}{0,980 \times 185,43} \rightarrow \frac{1}{U} = 0,0093 \frac{m^2 K}{W}$$

$$U = 106,96 \frac{W}{m^2 K}$$

- Comprobación mediante el método NTU

Una vez determinado el coeficiente global de transferencia de calor y las áreas que interfieren en dicho intercambio de calor, se realiza la comprobación de que, en efecto se consigue el aumento de temperatura deseado en la corriente de nitrógeno, para ello se utiliza nuevamente el método NTU donde a partir de ecuaciones empíricas es posible relacionar la efectividad del intercambiador con el parámetro adimensional NTU.

- *Cálculo de las capacidades caloríficas C_{N2} , C_w*

Se calculan las capacidades caloríficas de cada una de las corrientes multiplicando el flujo másico por el calor específico a presión constante:

$$C_{N_2} = \dot{m}_{N_2} C_{P_{N_2}} \quad | \quad C_W = \dot{m}_W C_{P_W}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$C_{N_2} = 1,42 \times 1048,16 \rightarrow C_{N_2} = 1488,39 \frac{W}{K}$$

$$C_W = 1,81 \times 1115,52 \rightarrow C_W = 2019,08 \frac{W}{K}$$

- *Relación de capacidades C_R*

El segundo paso será calcular la relación de capacidades existente entre ambas corrientes:

$$C_R = \frac{\min(C_{N_2}; C_W)}{\max(C_{N_2}; C_W)}$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$C_R = \frac{1488,39}{2019,08} \rightarrow C_R = 0,737$$

- *Cálculo del coeficiente NTU*

Se calcula el coeficiente NTU a partir de los parámetros previamente calculados, de este modo será posible determinar la eficiencia del intercambiador que se ha propuesto.

$$NTU = \frac{AU}{\min(C_{N_2}; C_W)}$$

Sustituyendo los valores previamente calculados se tiene:

$$NTU = \frac{20 \times 106,96}{1488,39} \rightarrow NTU = 1,44$$

- *Determinación de la eficiencia del intercambiador ε*

Una vez se han obtenido los parámetros NTU y C_R es posible determinar la eficiencia del intercambiador gracias a las fórmulas empíricas desarrolladas que relacionan dichos parámetros con la eficiencia.

Para el caso estudiado donde se trata de un intercambiador de flujo cruzado en el que ninguna de las corrientes se mezcla se tiene la siguiente fórmula de eficiencia:

$$\varepsilon = 1 - \exp[C_R^{-1} (NTU)^{0,22} (\exp(-C_R (NTU)^{0,78}) - 1)]$$

Sustituyendo resulta:

$$\varepsilon = 1 - \exp[0,737^{-1} \times 1,44^{0,22} \times (\exp(-0,737 \times 1,44^{0,78}))] \rightarrow \varepsilon = 0,600$$

- *Cálculo de la potencia térmica real y T^a de salida del nitrógeno Q_{REAL} , $T_{S_{N_2}}$*

Para determinar la potencia térmica real que cederá la corriente de agua a la corriente de nitrógeno se aplica la siguiente fórmula que relaciona la efectividad con la potencia térmica real y máxima teórica:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{REAL}}{\dot{Q}_{MAX}} \text{ Donde } \rightarrow \dot{Q}_{MAX} = \min(C_{N_2}; C_W) \times (T_{C_e} - T_{F_e})$$

Siendo:

T_{C_e} : Temperatura de entrada de la corriente caliente (°C)

T_{F_e} : Temperatura de entrada de la corriente fría (°C)

De modo que sustituyendo valores se obtiene el valor de la potencia térmica real cedida entre corrientes con la configuración definida:

$$\dot{Q}_{REAL} = 0,326 \times (1474,20 \times (410,0 - 57,69)) \rightarrow \dot{Q}_{REAL} = 318314,03 \text{ W}$$

De este valor obtenido se puede deducir la temperatura de salida de la corriente de nitrógeno aplicando la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{REAL} = \dot{m}_{N_2} C_{P_{N_2}} (T_{N_{2s}} - T_{N_{2e}})$$

Si se sustituyen los valores correspondientes a las variables y se despeja la temperatura de salida de la corriente de nitrógeno se consigue el valor deseado:

$$T_{N_{2s}} = \frac{\dot{Q}_{REAL}}{\dot{m}_{N_2} C_{P_{N_2}}} + T_{N_{2e}}$$

$$T_{N_{2s}} = 271,56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se puede observar cómo, el valor de la temperatura de salida de la corriente de nitrógeno no se aproxima al buscado (300°C) esto es debido a que, a pesar de los altos coeficientes de película obtenidos, el actual intercambiador carece de suficiente superficie de intercambio.

Para corregir esta situación se realizan sendos procesos iterativos y de optimización de la geometría análogos a los llevado a cabo en el apartado -, de esta forma el resultado final obtenido de las características del intercambiador será el siguiente:

Parámetros geométricos	
Longitud 1 - L_1 (m)	2,8
Longitud 2 - L_2 (m)	3,2
Nº de filas totales - filas (-)	6
Altura de las aletas de la sección 1 - H_1 (m)	0,01
Altura de las aletas de la sección 2 - H_2 (m)	0,02
Espesor de las aletas de la sección 1 - E_1 (m)	0,005
Espesor de las aletas de la sección 2 - E_2 (m)	0,005
Espesor de la placa de separación - E_d (m)	0,005
Nº de las aletas de la sección 1 por Ud. de longitud - N_1 (-/m)	50
Nº de las aletas de la sección 2 por Ud. de longitud - N_2 (-/m)	50

Tabla 3.28. Parámetros geométricos del intercambiador final Gases - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

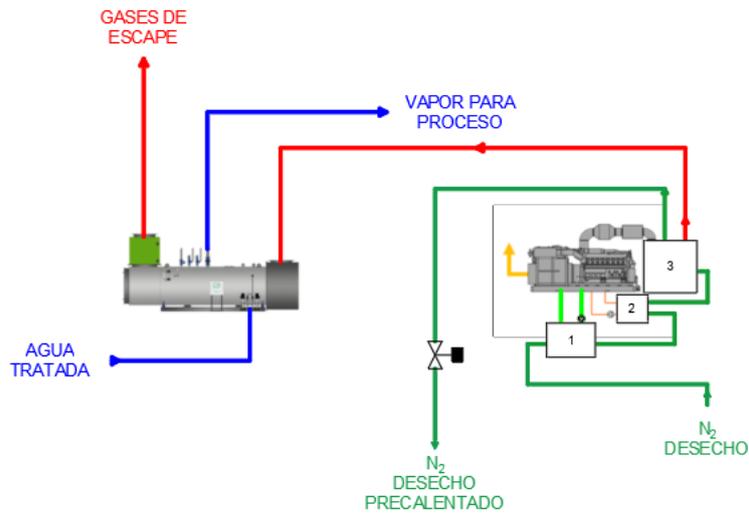
Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de gases de escape - m_G (kg/s)		1,81	
Coeficiente de película 1 - h_1 (W/m ² K)		108,39	
Resistencia térmica de los tubos - R_T (W/m K)		$2,0 \times 10^{-4}$	
Coeficiente de película 2 - h_2 (W/m ² K)		65,12	
Coeficiente global de transferencia - U (W/m ² K)		70,23	
Potencia térmica intercambiada (W)		362127,82	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)	T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)
57,69	300,63	414	230,32

Tabla 3.29. Parámetros térmicos del intercambiador final de Gases - GII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

- Diagrama final en la planta de Gijón II

Se han determinado los equipos necesarios para realizar el proceso deseado en la planta de Gijón II, a continuación se presenta un esquema de proceso donde se incluye un resumen de los equipos:



INTERCAMBIADOR AGUA-N ₂ LT (1)			
FLUJO MÁSICO DE N ₂ (KG/S)		1,42	
FLUJO MÁSICO DE AGUA (KG/S)		9,72	
COEFICIENTE DE PELÍCULA INTERIOR (W/m ² K)		1246,37	
RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS (W/m K)		1,25 X 10 ⁻⁵	
COEFICIENTE DE PELÍCULA EXTERIOR (W/m ² K)		20,25	
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (W/m ² K)		18,25	
POTENCIA TÉRMICA INTERCAMBIADA (W)		18302,89	
CORRIENTE DE N ₂		CORRIENTE DE AGUA	
T° ENTRADA (°C)	T° SALIDA (°C)	T° ENTRADA (°C)	T° SALIDA (°C)
18,83	29,89	45	44,80

INTERCAMBIADOR AGUA-N ₂ HT (2)			
FLUJO MÁSICO DE N ₂ (KG/S)		1,42	
FLUJO MÁSICO DE AGUA (KG/S)		11,94	
COEFICIENTE DE PELÍCULA INTERIOR (W/m ² K)		1555,30	
RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS (W/m K)		1,25 X 10 ⁻⁵	
COEFICIENTE DE PELÍCULA EXTERIOR (W/m ² K)		20,88	
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (W/m ² K)		17,20	
POTENCIA TÉRMICA INTERCAMBIADA (W)		41090,86	
CORRIENTE DE N ₂		CORRIENTE DE AGUA	
T° ENTRADA (°C)	T° SALIDA (°C)	T° ENTRADA (°C)	T° SALIDA (°C)
29,89	57,69	93	92,18

INTERCAMBIADOR GASES-N ₂ (3)			
FLUJO MÁSICO DE N ₂ (KG/S)		1,42	
FLUJO MÁSICO DE GASES DE ESCAPE (KG/S)		1,81	
COEFICIENTE DE PELÍCULA 1 (W/m ² K)		108,39	
RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS (W/m K)		2,0 X 10 ⁻⁴	
COEFICIENTE DE PELÍCULA 2 (W/m ² K)		66,12	
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (W/m ² K)		70,23	
POTENCIA TÉRMICA INTERCAMBIADA (W)		362127,82	
CORRIENTE DE N ₂		CORRIENTE DE GASES	
T° ENTRADA (°C)	T° SALIDA (°C)	T° ENTRADA (°C)	T° SALIDA (°C)
57,69	300,63	414	230,32

Ilustración 3.15. Diagrama de la instalación GII - MACI

Fuente: Elaboración propia

- Planta Gijón III

Para evitar caer en la repetición y evitar que la lectura del presente informe resulte tediosa, se desplaza el cálculo de los intercambiadores de la planta de Gijón III al Anexo IV debido a la similitud en el procedimiento con el ya expuesto en el caso de la planta de Gijón II.

A continuación se muestran únicamente los valores iniciales que demanda la instalación y las configuraciones de los equipos obtenidos:

Caudal másico (kg/s)	4,93
Temperatura de entrada ⁷ (°C)	18,83
Presión de entrada (barg)	0,2

Tabla 3.30. Características de la corriente de nitrógeno de la planta Gijón III

Fuente: Nippon Gases y elaboración propia

- Intercambiador de agua-nitrógeno (Baja temperatura)

Datos del circuito de agua:

Fluido	Agua + Glicol 35%
Caudal másico (kg/h)	9,72
Temperatura de salida (°C)	43
Temperatura máxima de entrada (°C)	40
Volumen de agua (L)	20

Tabla 3.31. Características de la corriente de refrigeración LT

Fuente: MWM

Configuración final del intercambiador:

⁷ Cómo temperatura de entrada de la corriente de nitrógeno se toma la media aritmética de las temperaturas de entrada recogidas en la Tabla 3.3.

Distribución de los tubos	
Número de tubos - Z (-)	60
Tipo de aletas (-)	Anulares
Configuración de los tubos (-)	Tresbolillo
Distancia S_1 (m)	0,1
Distancia S_2 (m)	0,15
Tubos conectados en paralelo - Z_p (-)	5
Tubos perpendiculares al flujo exterior - Z_1 (-)	5
Altura total del intercambiador - a (m)	0,65
Longitud total del intercambiador - b (m)	3
Área de intercambio (m^2)	125,82

Tabla 3.32. Distribución final de los tubos del intercambiador LT - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		4,93	
Flujo másico de agua - m_w (kg/s)		9,72	
Coeficiente de película interior - h_2 ($W/m^2 K$)		6594,02	
Resistencia térmica de los tubos - R_T ($W/m K$)		$1,25 \times 10^{-5}$	
Coeficiente de película exterior - h_{1rel} ($W/m^2 K$)		35,56	
Coeficiente global de transferencia - U ($W/m^2 K$)		31,72	
Potencia térmica intercambiada (W)		70262,33	
Corriente de nitrógeno		Corriente de agua	
T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida ($^{\circ}C$)	T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida
18,83	32,52	45	43,27

Tabla 3.33. Parámetros térmicos finales del intercambiador LT - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

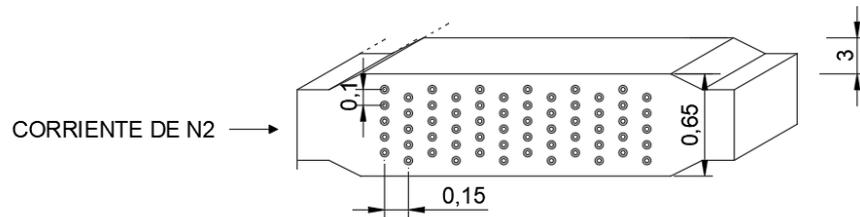


Ilustración 3.16. Configuración del intercambiador LT - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

- Intercambiador de agua-nitrógeno (Alta temperatura)

Datos del circuito de agua:

Fluido	Agua + Glicol 35%
Caudal másico (kg/h)	11,94
Temperatura de salida (°C)	93
Temperatura máxima de entrada (°C)	80
Volumen de agua (L)	111

Tabla 3.34. Parámetros del circuito de agua de alta temperatura

Fuente: MWM

Parámetros finales del intercambiador obtenido:

Distribución de los tubos	
Número de tubos - Z (-)	60
Tipo de aletas (-)	Anulares
Configuración de los tubos (-)	Tresbolillo
Distancia S_1 (m)	0,1
Distancia S_2 (m)	0,15
Tubos conectados en paralelo - Z_p (-)	5
Tubos perpendiculares al flujo exterior - Z_1 (-)	5
Altura total del intercambiador - a (m)	0,65
Longitud total del intercambiador - b (m)	3
Área de intercambio (m^2)	125,82

Tabla 3.35. Distribución final de los tubos del intercambiador HT - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		4,93	
Flujo másico de agua - m_w (kg/s)		11,94	
Coeficiente de película interior - h_2 ($W/m^2 K$)		8202,43	
Resistencia térmica de los tubos - R_T ($W/m K$)		$1,25 \times 10^{-5}$	
Coeficiente de película exterior - h_{1rel} ($W/m^2 K$)		36,43	
Coeficiente global de transferencia - U ($W/m^2 K$)		32,82	
Potencia térmica intercambiada (W)		167012,73	
Corriente de nitrógeno		Corriente de agua	
T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida ($^{\circ}C$)	T^a entrada ($^{\circ}C$)	T^a salida
32,52	65,07	93	89,67

Tabla 3.36. Parámetros térmicos finales del intercambiador HT - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

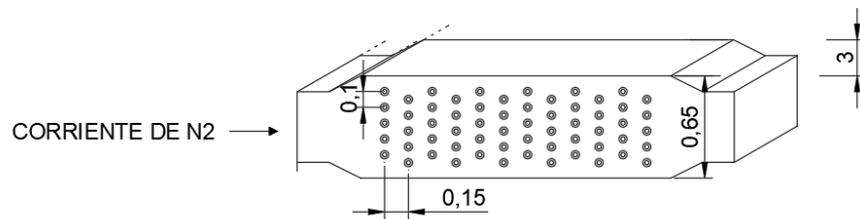


Ilustración 3.17. Configuración del intercambiador HT - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

- Intercambiador gases de escape-nitrógeno

La configuración obtenida para el intercambiador de gases en la planta de Gijón III donde la demanda de la corriente de nitrógeno eran de 160 °C de temperatura y 17750 kg/h de caudal circulante es la siguiente:

Parámetros geométricos	
Longitud 1 - L_1 (m)	2
Longitud 2 - L_2 (m)	3,5
Nº de filas totales - filas (-)	6
Altura de las aletas de la sección 1 - H_1 (m)	0,08
Altura de las aletas de la sección 2 - H_2 (m)	0,02
Espesor de las aletas de la sección 1 - E_1 (m)	0,005
Espesor de las aletas de la sección 2 - E_2 (m)	0,005
Espesor de la placa de separación - E_d (m)	0,005
Nº de las aletas de la sección 1 por Ud. de longitud - N_1 (-/m)	80
Nº de las aletas de la sección 2 por Ud. de longitud - N_2 (-/m)	80

Tabla 3.37. Parámetros geométricos del intercambiador final Gases - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

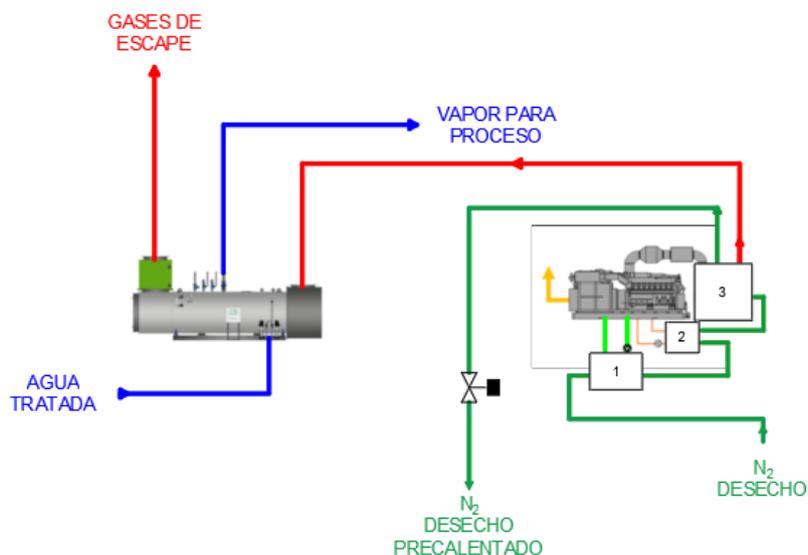
Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		4,93	
Flujo másico de gases de escape - m_G (kg/s)		1,81	
Coeficiente de película 1 - h_1 (W/m ² K)		68,63	
Resistencia térmica de los tubos - R_T (W/m K)		$2,0 \times 10^{-4}$	
Coeficiente de película 2 - h_2 (W/m ² K)		59,75	
Coeficiente global de transferencia - U (W/m ² K)		92,67	
Potencia térmica intercambiada (W)		495843,30	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
Tª entrada (°C)	Tª salida (°C)	Tª entrada (°C)	Tª salida (°C)
65,07	161,45	414	166,47

Tabla 3.38. Parámetros térmicos del intercambiador final de Gases - GIII (MACI)

Fuente: Elaboración propia

- Diagrama final de la planta de Gijón III

Finalmente, se muestra un esquema resumen de los equipos que compondrán el sistema de la planta de Gijón III:



INTERCAMBIADOR AGUA-N ₂ LT (1)		INTERCAMBIADOR AGUA-N ₂ HT (2)	
FLUJO MÁSSICO DE N ₂ (KG/S)		4,93	
FLUJO MÁSSICO DE AGUA (KG/S)		9,72	
COEFICIENTE DE PELÍCULA INTERIOR (W/m ² K)		8694,02	
RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS (W/m K)		1,25 X 10 ⁻³	
COEFICIENTE DE PELÍCULA EXTERIOR (W/m ² K)		31,56	
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (W/m ² K)		31,72	
POTENCIA TÉRMICA INTERCAMBIADA (W)		70282,33	
CORRIENTE DE N ₂		CORRIENTE DE AGUA	
Tª ENTRADA (°C)	Tª SALIDA (°C)	Tª ENTRADA (°C)	Tª SALIDA (°C)
18,83	32,52	45	43,27

CORRIENTE DE N ₂		CORRIENTE DE AGUA	
Tª ENTRADA (°C)	Tª SALIDA (°C)	Tª ENTRADA (°C)	Tª SALIDA (°C)
32,52	65,07	93	89,87

INTERCAMBIADOR GASES-N ₂ (3)			
FLUJO MÁSSICO DE N ₂ (KG/S)		4,93	
FLUJO MÁSSICO DE GASES DE ESCAPE (KG/S)		1,81	
COEFICIENTE DE PELÍCULA 1 (W/m ² K)		68,63	
RESISTENCIA TÉRMICA DE LOS TUBOS (W/m K)		2,0 X 10 ⁻⁴	
COEFICIENTE DE PELÍCULA 2 (W/m ² K)		59,75	
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (W/m ² K)		92,67	
POTENCIA TÉRMICA INTERCAMBIADA (W)		495843,30	
CORRIENTE DE N ₂		CORRIENTE DE GASES	
Tª ENTRADA (°C)	Tª SALIDA (°C)	Tª ENTRADA (°C)	Tª SALIDA (°C)
65,07	161,45	414	166,47

Ilustración 3.18. Diagrama de la instalación GIII - MACI

Fuente: Elaboración propia

3.6.4 Perfil de funcionamiento de los sistemas

Para poder determinar los valores de eficiencia que aportan ambas instalaciones, es necesario determinar la simultaneidad que existe entre ellas con el fin de conocer en qué momento se solapa la generación de vapor, momento en el cual una de las instalaciones no aportará energía útil ya que con una única funcionando es suficiente.

- Planta Gijón II

La planta de Gijón II permanece en funcionamiento un total del 80% de las horas disponibles a lo largo del año, donde el tiempo de funcionamiento se dividen del siguiente modo:

30,43 % → Calentamiento de la corriente de nitrógeno

69,57 % → Generación de vapor

Si se aplican dichos porcentajes de funcionamiento al uso total de la instalación a lo largo del año, se obtienen los porcentajes totales de trabajo de cada una de las etapas de trabajo:

Calentamiento corriente de N_2 = 80% de uso global x 30,43% de fmo.

Calentamiento corriente de N_2 = 24,34% del tiempo → 2133 $\frac{\text{horas}}{\text{año}}$

Generación de vapor = 80% de uso global x 69,57% de fmo.

Generación de vapor = 55,66% del tiempo → 4875 $\frac{\text{horas}}{\text{año}}$

- Planta Gijón III

En el caso de la planta de Gijón III sólo permanece en modo de reposo durante 4 días al año, lo que representa un porcentaje anual de funcionamiento del 98,90%. Su funcionamiento se divide en:

35,00 % → Calentamiento de la corriente de nitrógeno

65,00 % → Generación de vapor

Lo que equivale a un total anual de cada escenario de:

Calentamiento corriente de N_2 = 98,90% de uso global x 35,00% de fmo.

Calentamiento corriente de N_2 = 34,62% del tiempo → 3032 $\frac{\text{horas}}{\text{año}}$

Generación de vapor = 98,90% de uso global x 65,00 de fmo.

Generación de vapor = 64,29% del tiempo → 5632 $\frac{\text{horas}}{\text{año}}$

- Resumen de funcionamiento

	GIJÓN II	GIJÓN III
Calentamiento de N ₂	2133 horas/año	3032 horas/año
Generación de vapor	4875 horas/año	5632 horas/año

Tabla 3.39. Resumen de funcionamiento de las plantas

Fuente: Elaboración propia

El perfil de funcionamiento que tendrán las instalaciones será el siguiente:

La planta de Gijón III permanecerá en funcionamiento el 98,90% del tiempo será la única que pueda funcionar de forma individual, así mismo, la planta de Gijón II funcionará el 80,0% del tiempo y siempre estará encendida cuando lo esté Gijón III. Esto plantea el problema de la generación excesiva de vapor ya que, los equipos están dimensionados para generar la cantidad de vapor necesaria de forma individual, por tanto, durante el tiempo en el que exista simultaneidad de generación de vapor entre ambas instalaciones, una deberá trabajar en vacío, perdiendo eficiencia global en el sistema.

Teniendo en cuenta esta hipótesis, se distinguen dos escenarios posibles, uno optimista, donde la generación de vapor de ambas plantas se solapa lo mínimo y otra pesimista, donde dicho solapamiento es máximo, disminuyendo la eficiencia todo lo posible.

- Caso optimista:

Para este escenario se distribuyen las generaciones de vapor a lo largo de todo el tiempo de funcionamiento, de modo que se solapen lo menos posible. Este escenario arroja un solapamiento entre plantas del 21,04%, lo que equivale a 1843 horas al año de solapamiento en la generación de vapor.

- Caso pesimista:

En este caso se considera la situación más desfavorable posible donde, la generación de vapor de ambas plantas coincide en el mayor tiempo posible, la duración de este solapamiento coincide en este caso con el tiempo de generación de vapor de la planta de Gijón II, por tanto será equivalente a un 55,65% del tiempo, o lo que es lo mismo un total de 4875 horas anuales de solapamiento donde el calor útil de la planta de Gijón II no será aprovechado.

- Valores de eficiencia

Para determinar la eficiencia de una instalación de cogeneración y, particularmente definirla como una instalación de alta eficiencia, se debe atender a un parámetro cuyo umbral está regulado por la directiva 2012/27/UE. Se trata del ahorro porcentual de energía primaria (PES), la cual indica el ahorro que se está produciendo al implementar la instalación en comparación a una producción separada de energía eléctrica y calor.

Además, en función de los valores que arroje la instalación, esta podrá acogerse a la modalidad de venta de energía eléctrica en “régimen especial”, o lo que es lo mismo, podrá acogerse a una venta de energía eléctrica con tarifa regulada y a una serie de incentivos.

- Ahorro Porcentual de Energía Primaria (PES)

Se define por la fórmula:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right) \times 100$$

Donde:

CHP H_{η} : Producción anual de calor útil mediante cogeneración dividida entre el consumo total de combustible - $\left[\frac{H_{CHP}}{F_{CHP}} \right]$

Ref H_{η} : Valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor (0,82)⁸

CHP E_{η} : Producción anual de energía eléctrica mediante cogeneración dividida entre el consumo total de combustible - $\left[\frac{E_{CHP}}{F_{CHP}} \right]$

Ref E_{η} : Valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor (0,427)⁹

Se debe calcular para cada instalación los parámetros recogidos anteriormente:

Planta	Gijón II		Gijón III	
	Consumo total (MWh _{PCI})	19265,0		23816,4
Energía eléctrica producida (MWh)	8409,6		10396,4	
Calor Útil producido	Cal. N₂	G. Vapor	Cal. N₂	G. Vapor
Caso Optimista (MWh)	893,6	1438,7	2200,8	2672,1
Caso Pesimista (MWh)	893,6	0	2200,8	2672,1

Tabla 3.40. Balances energéticos anuales de las plantas de Gijón II y Gijón III

Fuente: Elaboración propia

⁸ Valor de referencia de la producción separada de calor obtenido del Anexo II de la Directiva 2011/877/UE.

⁹ Valor de referencia de la producción separada de electricidad obtenido del Anexo I de la Directiva 2011/877/UE.

Una vez se has calculado los valores energéticos de ambas plantas, es posible conocer el valor del parámetro PES de cada una de ellas:

- Caso optimista	
Gijón II	Gijón III
$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(894,7 + 1248,5)}{19265,0} + \frac{8409,6}{19265,0}} \cdot \frac{0,82}{0,427} \right) \times 100$	$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(2223,1 + 2319,0)}{23817,3} + \frac{10396,4}{23817,3}} \cdot \frac{0,82}{0,427} \right) \times 100$
PES = 13,64%	PES = 20,31%
GLOBAL	
PES = 17,46%	
- Caso Pesimista	
Gijón II	Gijón III
$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(894,7)}{19265,0} + \frac{8409,6}{19265,0}} \cdot \frac{0,82}{0,427} \right) \times 100$	$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(2223,1 + 2319,0)}{23817,6} + \frac{10396,4}{23817,6}} \cdot \frac{0,82}{0,427} \right) \times 100$
PES = 7,32%	PES = 20,31%
GLOBAL	
PES = 14,98%	

Tabla 3.41. Valores del ahorro porcentual de energía primaria - MACI

Fuente: Elaboración propia

A partir de los datos obtenidos se puede observar como en todos los casos existe un ahorro de energía con respecto al estado original, sin embargo, en el caso de la planta de Gijón II

cuando se supone el escenario pesimista el valor obtenido es inferior al umbral fijado por la Unión Europea para que la instalación sea considerada de alta eficiencia.

Por otro lado, este hecho carece de importancia en el momento en el que la empresa sujeta al estudio ha definido que su intención es autoconsumir la energía eléctrica que se produzca, por tanto, el hecho de no poder inscribirse como un instalación de producción de energía eléctrica en “régimen especial” no afecta al desarrollo del estudio, pero si aporta conocimiento sobre los puntos fuertes y débiles del proyecto en cuestión.

3.6.5 Optimización de la tecnología

A la vista de los resultados del apartado anterior y haciendo hincapié en el caso más pesimista, cabe la posibilidad de que, a pesar de conseguir un ahorro en energía primaria, en el aspecto económico no sea una buena solución, por ello, para ofrecer otra solución a la empresa se decide dimensionar una instalación de cogeneración mediante MACI para la planta de Gijón II, la cual sólo satisfaga la demanda de la corriente de nitrógeno.

Esta solución permite seleccionar una tecnología cuya potencia térmica sea menor ya que, como se ha visto en este capítulo, la energía térmica más restrictiva es la demandada para generar vapor. Este hecho conllevará una mejora económica respecto al escenario pesimista ya que se estará consiguiendo el mismo resultado, disminuyendo la inversión inicial y el consumo de Gas Natural anual.

Para dimensionar este equipo en concreto se debe recordar la demanda existente por parte de la corriente de nitrógeno en la planta de Gijón II, dicha demanda energética era de **500 kW**.

Cómo en este caso los 500 kW pueden ser suministrados mediante todas las fuentes de calor disponibles en el MACI, es posible seleccionar un equipo motogenerador de menor potencia, el escogido en este caso tiene las siguientes características:

Marca	Caterpillar (MWM)
Modelo	TCG3016 V16
Potencia eléctrica (kWe)	800
Rendimiento eléctrico (%)	43,5
Consumo de combustible ISO (kW)	1839
Calor disipado en camisas (kW)	419
Calor de gases de escape hasta 120 °C (kW)	401
Calor disipado en enfriamiento de mezcla (kW)	47
Caudal de gases de escape húmedos (kg/h)	4352
Temperatura de gases de escape (°C)	424

Tabla 3.42. Especificaciones técnicas del MACI seleccionado - GII

Fuente: MWM

- Dimensionamiento de los intercambiadores

En este caso y ante la reducida energía que puede aportar el circuito LT del MACI se opta por una instalación que sólo incluya un intercambiador de tubos aleteados entre el circuito de HT de refrigeración y la corriente de nitrógeno y un intercambiador de flujo cruzado entre los gases de escape y la misma corriente de nitrógeno colocados en serie. El dimensionamiento de dichos equipos se presenta en el Anexo V, recogiendo a continuación los resultados obtenidos:

- ***Intercambiador agua-nitrógeno (Alta temperatura)***

Parámetros geométricos	
Diámetro exterior de las aletas - D (m)	0,05
Diámetro exterior de los tubos - d (m)	0,025
Diámetro interior de los tubos - d_{int} (m)	0,02
Espesor de los tubos - δ_T (m)	0,0025
Espesor de las aletas - δ_A (m)	0,002
Longitud de los tubos aleteados - L_A (m)	3
Paso de aletas - S_A (m)	0,005
Longitud de los tubos sin aletas - L_T (m)	0
Altura total del intercambiador - a (m)	0,65
Longitud total del intercambiador - b (m)	3

Tabla 3.43. Parámetros geométricos del intercambiador de baja temperatura - GII

Fuente: Elaboración propia

Distribución de los tubos	
Número de tubos - Z (-)	40
Tipo de aletas (-)	Anulares
Configuración de los tubos (-)	Tresbolillo
Distancia S_1 (m)	0,1
Distancia S_2 (m)	0,15
Tubos conectados en paralelo - Z_p (-)	5
Tubos perpendiculares al flujo exterior - Z_1 (-)	5

Tabla 3.44. Parámetros de distribución del intercambiador de baja temperatura - GII

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		200	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de agua - m_W (kg/s)		10,83	
Corriente de nitrógeno		Corriente de agua	
T^a entrada (°C)	T^a salida	T^a entrada (°C)	T^a salida
18,83	57,28	88	Max 78

Tabla 3.45. Parámetros térmicos del intercambiador de baja temperatura - GII

Fuente: Elaboración propia

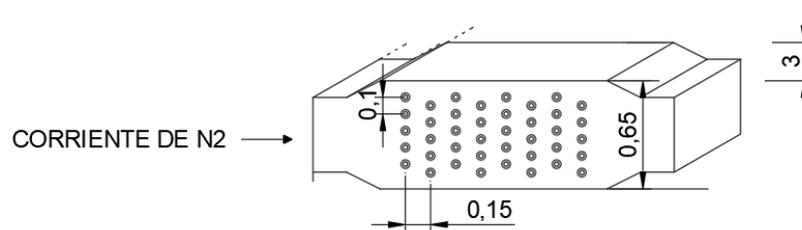


Ilustración 3.19. Distribución final del intercambiador LT - GII

Fuente: Elaboración propia

- ***Intercambiador gases de escape-nitrógeno***

Parámetros geométricos	
Longitud 1 - L_1 (m)	2,8
Longitud 2 - L_2 (m)	4
Nº de filas totales - filas (-)	4
Altura de las aletas de la sección 1 - H_1 (m)	0,05
Altura de las aletas de la sección 2 - H_2 (m)	0,02
Espesor de las aletas de la sección 1 - E_1 (m)	0,005
Espesor de las aletas de la sección 2 - E_2 (m)	0,005
Espesor de la placa de separación - E_d (m)	0,005
Nº de las aletas de la sección 1 por Ud. de longitud - N_1 (-/m)	150
Nº de las aletas de la sección 2 por Ud. de longitud - N_2 (-/m)	150

Tabla 3.46. Parámetros geométricos del intercambiador final Gases - GII

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de gases de escape - m_G (kg/s)		1,21	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)	T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)
57,28	302,2	424	151,58

Tabla 3.47. Parámetros térmicos del intercambiador final de Gases - GII

Fuente: Elaboración propia

- Valores de eficiencia

A continuación se muestran los nuevos valores de ahorro porcentual de energía primaria obtenidos:

- Optimización	
Gijón II	Gijón III
$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(819,09)}{12887,7} + \frac{5606,4}{12887,7}} \right) \times 100$	$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(2252,7 + 2319,0)}{23817,3} + \frac{10396,4}{23817,3}} \right) \times 100$
PES = 9,56%	PES = 20,31%
GLOBAL	
PES = 16,91%	

Ilustración 3.20. Valores del ahorro porcentual de energía primaria - MACI Opt.

Fuente: Elaboración propia

De este modo se ha comprobado cómo es posible la implementación de la solución optimizada que además, aporta un valor similar en lo que a ahorro de energía primaria global se refiere en comparación al caso original optimista y mejora, cómo era de esperar, el resultado obtenido en el caso pesimista.

Más adelante, en el estudio económico se podrá cuantificar la mejora en cuanto a rentabilidad de esta solución con respecto a la original, ayudando a discernir entre ambas posibilidades.

3.7 COGENERACIÓN CON TECNOLOGÍA TG

3.7.1 Diagrama del proceso

De forma análoga al caso del MACI en primer lugar se plantea el nuevo diagrama de proceso que se obtendrá en la planta para la regeneración de pre-purificadores. De nuevo, la solución más sensata parece colocar el nuevo circuito de nitrógeno que atravesará la turbina de gas en paralelo con el actual horno de regeneración, pudiendo utilizar este último en caso de avería o mantenimiento de la nueva planta de cogeneración.

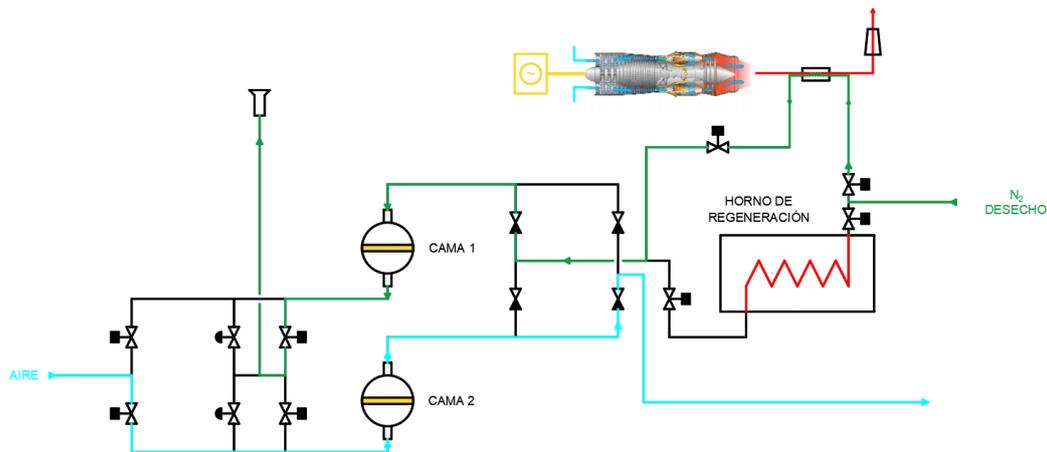


Ilustración 3.21. Diagrama del nuevo proceso (TG) durante el ciclo de regeneración de la cama 1

Fuente: Elaboración propia

3.7.2 Dimensionamiento del equipo de generación

En este caso se aprovecharán los cálculos realizados en el apartado 3.6.2 donde se definen las condiciones térmicas necesarias del equipo de generación para satisfacer la demanda de vapor de la planta y los realizados en el apartado 3.4.1 donde se definen las condiciones para llevar a cabo el calentamiento de la corriente de nitrógeno.

En el caso de la instalación con TG sólo se deberá tener en cuenta la capacidad calorífica que contienen los gases de escape de la misma, ya que es el único punto de recuperación térmica existente.

E. térmica necesaria para generación de vapor (kW)	E. térmica necesaria para calentamiento de nitrógeno (kW)	
	Gijón II	Gijón III
550	500	800

Tabla 3.48. Resumen de energía térmica necesaria en los gases de escape

Fuente: Elaboración propia

Se observa cómo, en este caso al disponer únicamente de una fuente de energía térmica en los gases de escape, el valor más restrictivo y que determinará la selección de la tecnología es la demanda de la corriente de nitrógeno de la planta de Gijón III.

Sin embargo, las tecnologías de cogeneración con TG no tienen mayor problema a la hora de suministrar gran cantidad de energía térmica a través de los gases de escape, esto se debe a la gran temperatura de combustión de los mismos y el gran caudal que proporcionan.

3.7.2.1 Grupo TG

A la vista de lo expuesto anteriormente, al realizar una búsqueda en el mercado de un equipo que se ajuste a los parámetros de la planta, se encuentra que, cualquier turbina cuyas características cumplan con las especificaciones térmicas, éstas las sobrepasan enormemente, por tanto el sistema formado por turbinas de gas estará sobredimensionado. Este hecho, lejos de ser un problema, será beneficioso a la hora de definir los perfiles de funcionamiento ya que, como se expondrá más adelante será posible generar vapor de forma continua incluso cuando se esté calentando la corriente de nitrógeno. Además, permite el ahorro de la instalación de una de las calderas de recuperación, simplificando el sistema al ser necesaria únicamente la caldera en la planta de Gijón III.

La turbina de gas seleccionada, tratando de sobredimensionar el equipo lo menos posible y por tanto, buscando la menor potencia disponible en el mercado ha resultado la siguiente:

Marca	Opra Turbines
Modelo	OP16
Potencia eléctrica (kWe)	1883
Rendimiento eléctrico (%)	25
Consumo de combustible ISO (kW)	7531,9
Calor de gases de escape hasta 120 °C (kW)	4290,3
Caudal de gases de escape húmedos (kg/h)	32400
Temperatura de gases de escape (°C)	573

Tabla 3.49. Características de la TG seleccionada

Fuente: Opra Turbines

Una vez seleccionado el equipo, la instalación presentará el siguiente esquema energético:

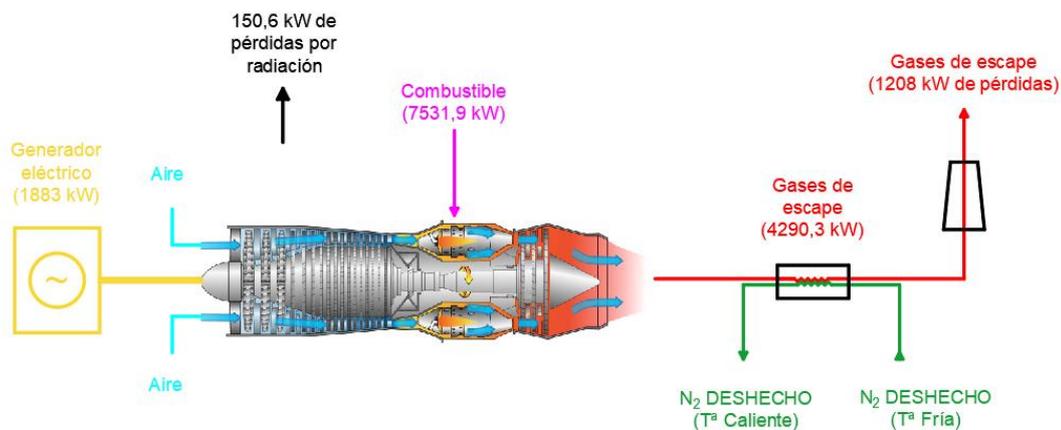


Ilustración 3.22. Potencias disponibles en la generación con TG

Fuente: Elaboración propia

3.7.3 Dimensionamiento de los intercambiadores

Cómo ya se ha mencionado con anterioridad en este escenario sólo se aprovechará la energía térmica de los gases de escape de la TG, por ello solo será necesario dimensionar los intercambiadores de calor entre los propios gases de combustión y la corriente de nitrógeno.

Se seguirá el mismo procedimiento llevado a cabo en el apartado 3.6.3 para el diseño de los intercambiadores de flujo cruzado entre gases diferenciando entre ambas plantas.

- Planta Gijón II

Cómo se ha definido en el apartado anterior, en el caso de Gijón II no será necesario instalar una caldera de recuperación que genere vapor, ya que al disponer de energía térmica en exceso, el vapor será íntegramente generado en la instalación de Gijón III.

- Intercambiador de calor entre gases de escape-nitrógeno

De este modo, para el dimensionamiento del intercambiador de gases de flujo cruzado de la planta de Gijón II se tienen los siguientes parámetros iniciales:

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de gases de escape - m_G (kg/s)		9,0	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)	T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)
18,83	A determinar	573	A determinar

Tabla 3.50. Parámetros térmicos iniciales del intercambiador de gases de GII (TG)

Fuente: Elaboración propia

Partiendo de estos datos iniciales se plantea la configuración geométrica inicial del intercambiador y se procede a realizar el método de cálculo ya utilizado en el apartado 3.6.3. para, siguiente los pasos de resolución, llegar al siguiente resultado:

- 1º Cálculo de las áreas que forman el intercambiador
- 2º Cálculo del coeficiente global de transmisión de calor **U**
- 3º Comprobación del resultado mediante el método **NTU**

Para la demanda térmica conocida de 300°C de temperatura de salida de la corriente de nitrógeno se obtienen los siguientes resultados:¹⁰

Parámetros geométricos	
Longitud 1 - L_1 (m)	1,5
Longitud 2 - L_2 (m)	3
Nº de filas totales - filas (-)	6
Altura de las aletas de la sección 1 - H_1 (m)	0,03
Altura de las aletas de la sección 2 - H_2 (m)	0,15
Espesor de las aletas de la sección 1 - E_1 (m)	0,005
Espesor de las aletas de la sección 2 - E_2 (m)	0,005
Espesor de la placa de separación - E_d (m)	0,005
Nº de las aletas de la sección 1 por Ud. de longitud - N_1 (-/m)	50
Nº de las aletas de la sección 2 por Ud. de longitud - N_2 (-/m)	50

Tabla 3.51. Parámetros geométricos del intercambiador final Gases - N_2

Fuente: Elaboración propia

¹⁰ El proceso de cálculo se recoge en el **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** VI del presente informe.

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de gases de escape - m_G (kg/s)		9,0	
Coeficiente de película 1 - h_1 (W/m ² K)		62,98	
Resistencia térmica de los tubos - R_T (W/m K)		$2,0 \times 10^{-4}$	
Coeficiente de película 2 - h_2 (W/m ² K)		43,34	
Coeficiente global de transferencia - U (W/m ² K)		51,70	
Potencia térmica intercambiada (W)		430969,35	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)	T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)
18,83	308,41	573,0	532,62

Tabla 3.52. Parámetros térmicos del intercambiador final de Gases - N_2

Fuente: Elaboración propia

- Diagrama final en la planta de Gijón II

Una vez dimensionado el equipo necesario se muestra el diagrama final de la planta de Gijón II:

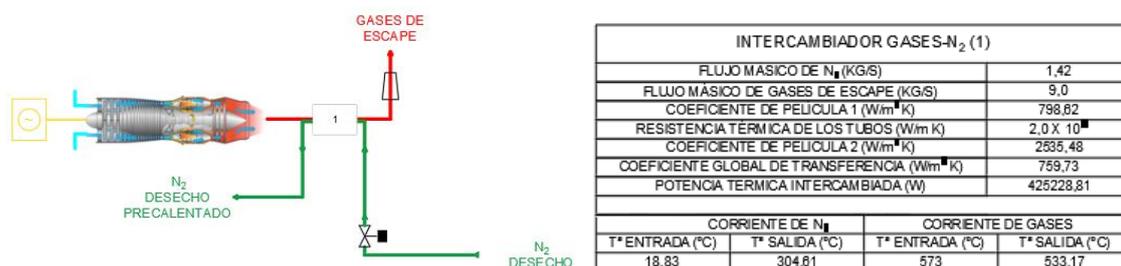


Ilustración 3.23. Diagrama de la instalación GII - TG

Fuente: Elaboración propia

- Planta Gijón III

En el caso de la planta de Gijón III, se utilizará el grupo turbogenerador para producir energía eléctrica, calentar la corriente de nitrógeno y además, cómo la energía térmica contenida en los gases de escape es suficiente, se generará el vapor necesario para abordar la demanda de la planta.

Teniendo en cuenta esta asimilación, los parámetros térmicos que se tendrán en la planta Gijón II serán los siguientes:

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		1,42	
Flujo másico de gases de escape para calentamiento - $m_{G_{N_2}}$ (kg/s)		7,0	
Flujo másico de gases de escape para generación de vapor - m_{G_V} (kg/s)		2,0	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)	T^a entrada (°C)	T^a salida (°C)
18,83	A determinar	573	A determinar

Tabla 3.53. Parámetros térmicos iniciales del intercambiador de gases de GIII (TG)

Fuente: Elaboración propia

Asumiendo estos valores se consigue seguir suministrando el caudal másico de vapor necesario para mantener la presión en la red de manera continua y al mismo tiempo realizar el calentamiento de la corriente de nitrógeno cuando sea necesario.

- Intercambiador de calor entre gases de escape-nitrógeno

De nuevo, se vuelve a llevar a cabo el cálculo seguido en el apartado 3.6.3 para determinar los parámetros finales del intercambiador de gases de flujo cruzado:

Parámetros geométricos	
Longitud 1 - L_1 (m)	1,5
Longitud 2 - L_2 (m)	3
Nº de filas totales - filas (-)	6
Altura de las aletas de la sección 1 - H_1 (m)	0,08
Altura de las aletas de la sección 2 - H_2 (m)	0,15
Espesor de las aletas de la sección 1 - E_1 (m)	0,005
Espesor de las aletas de la sección 2 - E_2 (m)	0,005
Espesor de la placa de separación - E_d (m)	0,005
Nº de las aletas de la sección 1 por Ud. de longitud - N_1 (-/m)	50
Nº de las aletas de la sección 2 por Ud. de longitud - N_2 (-/m)	50

Tabla 3.54. Parámetros geométricos del intercambiador final Gases - N₂ TG GIII

Fuente: Elaboración propia

Parámetros térmicos			
Conductividad del material - k_M (W/m K)		25	
Flujo másico de nitrógeno - m_{N_2} (kg/s)		4,93	
Flujo másico de gases de escape para calentamiento - $m_{G_{N_2}}$ (kg/s)		7,0	
Flujo másico de gases de escape para generación de vapor - m_{G_V} (kg/s)		2,0	
Coeficiente de película 1 - h_1 (W/m ² K)		82,38	
Resistencia térmica de los tubos - R_T (W/m K)		2,0 x 10 ⁻⁴	
Coeficiente de película 2 - h_2 (W/m ² K)		36,69	
Coeficiente global de transferencia - U (W/m ² K)		78,91	
Potencia térmica intercambiada (W)		742887,23	
Corriente de nitrógeno		Gases de escape	
Tª entrada (°C)	Tª salida (°C)	Tª entrada (°C)	Tª salida (°C)
18,83	163,42	573	481,98

Tabla 3.55. Parámetros térmicos iniciales del intercambiador de gases de GIII (TG)

Fuente: Elaboración propia

Diagrama final en la planta de Gijón III

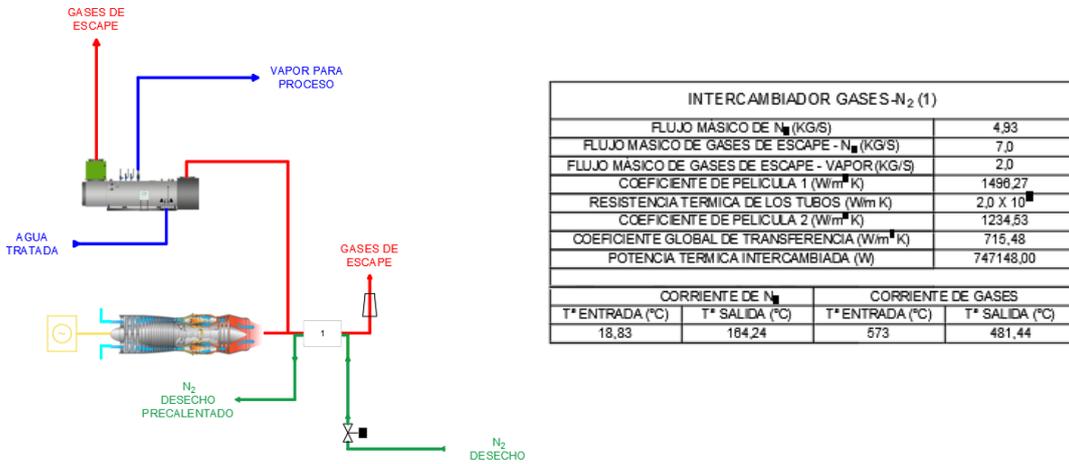


Ilustración 3.24. Diagrama final de GIII - TG

Fuente: Elaboración propia

3.7.4 Valores de eficiencia

- Tecnología TG	
Gijón II	Gijón III
$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(919)}{\frac{52783,56}{0,82}} + \frac{13196,1}{\frac{52783,56}{0,427}}} \right) \times 100$	$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{(2252,7 + 3567,7)}{\frac{65256,4}{0,82}} + \frac{16314,3}{\frac{65256,4}{0,427}}} \right) \times 100$
PES = - 64,80%	PES = - 44,04%
GLOBAL	
PES = - 52,60%	

Ilustración 3.25. Valores del ahorro porcentual de energía primaria - TG

Fuente: Elaboración propia

Se observa cómo los valores obtenidos son negativos, luego no solo no se producirá un ahorro de energía primaria sino que, con esta solución se aumenta enormemente el consumo.

4. Estudio económico

Una vez se ha determinado en el capítulo anterior la viabilidad técnica para llevar a cabo diferentes soluciones y se ha definido la utilización de los sistemas con el fin de **autoconsumo**, es el momento de validar dichas opciones mediante un estudio financiero que aporte información sobre el posible beneficio económico que pueden llegar a aportar las instalaciones.

4.1 SITUACIÓN ACTUAL

En primer lugar se debe caracterizar la situación que actualmente existe en la planta, para ello se estudian de manera exhaustiva los equipos instalados en la planta y que permiten llevar a cabo el proceso actual descrito en el apartado 3.1.

Equipo	Horno de GII	Horno de GIII	Caldera de Vapor
Marca	Monarch Weishaupt	Weishaupt	Kestahl
Modelo	WM-G20/3-A/ZM	G8/1-D	MNK-350
Potencia neta	2300 kW	1270 kW	5000 kg/h vapor
Consumo	3131,9 kW	1729,4 kW	3691,5 kW

Tabla 4.1. Datos de los equipos instalados actualmente

Fuente: Nippon Gases España SLU

De este modo, conociendo el consumo instantáneo de cada uno de los equipo en funcionamiento y los perfiles de funcionamiento de los mismos recogidos en el apartado 3.6.4, es posible determinar el consumo total anual que actualmente tiene la empresa:

$$C_{GN} = (\dot{C}_{HGII} \times \text{horas fnto.}) + (\dot{C}_{HGIII} \times \text{horas fnto.}) + (\dot{C}_{CAL} \times \text{horas fnto.})$$

$$C_{GN} = (3131,9 \times 2133) + (1729,4 \times 3032) + (3691,5 \times 1238)$$

$$C_{GN} = 16492,2 \text{ MWh}$$

Una vez obtenido el consumo anual de Gas Natural en MWh es posible calcular el coste del suministro a partir del precio que ha facilitado la empresa Nippon Gases SLU de forma prorrateada de **0,0298 €/kWh**.

$$P_{GN} = 16492,2 \times 10^3 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \times 0,0298 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \rightarrow P_{GN} = 491.467,7 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

Una vez en este punto donde ya se conoce el coste energético de la situación actual, se procede al estudio de las nuevas opciones.

Para comenzar, se diferenciará entre los ingresos/ahorros que pueden llegar a generar cada una de las opciones que se barajan y los costes en los que pueden incurrir estas mismas durante un periodo de tiempo de un año.

4.2 INSTALACIÓN DE MACI - OPCIÓN INICIAL

4.2.1 Ingresos/Ahorros

Los ingresos/ahorros que se consideran producidos por la implantación de la tecnología de cogeneración MACI seleccionada en el capítulo 3, corresponden con la energía eléctrica generada por el sistema motogenerador y que la empresa consumirá, ahorrándose el coste de dicha energía.

Energía eléctrica generada (MWh/año)	18.806,4
¹¹Coste energía eléctrica (€/MWh)	60,0

¹¹ Coste de la energía eléctrica facilitado por la empresa Nippon Gases SLU.

$$Ahorro_{E.Elec} = 18806,4 \frac{MWh}{año} \times 60,0 \frac{€}{MWh} \rightarrow Ahorro_{E.Elec} = 1.128.384,0 \frac{€}{año}$$

4.2.2 Costes

Para realizar el estudio económico con el mayor ajuste a la realidad posible se define un nuevo escenario “neutro” de funcionamiento, donde en lugar de situar la generación de vapor en los extremos posibles, se ajusta a un valor situado entre los casos optimista y pesimista. De este modo se intenta conseguir una mayor concordancia con la práctica ya que en esta, el solapamiento entre calderas variará a lo largo del año en función de los arranques y paradas de la planta de Gijón II.

Asumiendo esta hipótesis donde el tiempo de solapamiento entre calderas de recuperación se asumen a un valor de 3000 horas, los costes que se han de imputar a la nueva instalación de cogeneración mediante MACI, serán los siguientes:

Coste de Inversión (€)	1.445.475,7
- Coste de los equipos generadores (€)	798.600,0
- Coste de los equipos auxiliares (€)	117.287,7
- Coste de los equipos de recuperación térmica (€)	214.988,0
- Coste de calderas de recuperación (€)	314.600,0
- Coste de la instalación eléctrica (€)	50.000,0
- Puesta en servicio (€)	Incluida
Coste de mantenimiento (€/año)	25.000,0
Coste de seguros (€/año)	30.000,0
Consumo de Gas Natural del grupo generador (MWh/año)	43.082,3
Consumo de Gas Naturas de la caldera original (MWh/año)	406,1
Coste del Gas Natural (€/kWh)	0,0298

$$P_{GN_GG} = 43082,3 \times 10^3 \frac{kWh}{año} \times 0,0298 \frac{€}{kWh} \rightarrow P_{GN_GC} = 1.283.853,4 \frac{€}{año}$$

$$P_{GN_CO} = 406,1 \times 10^3 \frac{kWh}{año} \times 0,0298 \frac{€}{kWh} \rightarrow P_{GN_CO} = 12100,74 \frac{€}{año}$$

4.2.3 Comparación anual entre situaciones

A continuación se muestra la comparativa de gasto anual entre la situación actual y la propuesta de cogeneración mediante tecnología MACI, de esta forma se puede tener una idea de si realmente existe o no algún beneficio con el cambio:

Situación actual	
Ingresos (€/año)	0
Costes (€/año)	-491.467,7
- Coste de Gas Natural (€/año)	491.467,7
Balance Neto Anual (€)	
	-491.467,7
Situación cogeneración MACI	
Ingresos (€/año)	1.128.384,0
- Ahorro en energía eléctrica (€/año)	1.128.384,0
Costes (€/año)	-1.350.954,1
- Coste de Gas Natural (€/año)	1.295.954,1
- Coste de mantenimiento (€/año)	25.000,0
- Coste de seguros (€/año)	30.000,0
Balance Neto Anual (€)	
	-222.570,1
Comparativa entre situaciones (€/año)	
	268.897,6

Tabla 4.2. Comparativa económica entre situaciones

Fuente: Elaboración propia

Se observa por tanto, como la nueva situación donde está en funcionamiento la instalación de cogeneración reporta un beneficio en comparación a la situación actual de 268.897,6

euros al año. Es en este punto el momento de llevar a cabo un estudio de rentabilidad económica donde se determine si este beneficio conseguido es suficiente para recuperar la inversión inicial necesaria y justificar que la solución es viable en términos económicos.

4.2.4 Rentabilidad financiera

En primer lugar, se procede a la descripción de los parámetros financieros básicos que aportan información sobre la rentabilidad de un proyecto.

- Valor Actual Neto (VAN)

El VAN es un criterio de inversión que consiste en actualizar los flujos de caja futuros para determinar el beneficio o pérdida que se va a conseguir con dicha inversión. De este modo, si el valor obtenido del VAN resulta positivo, la inversión será considerada como rentable mientras que si resulta menor que cero la inversión no será aconsejable.

La fórmula del VAN se define como:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0$$

Donde:

V_t : Flujo de caja de cada periodo t

I_0 : Valor de la inversión inicial

n: Número de periodos considerados

k: Tipo de interés

- Tasa Interna de Retorno (TIR)

El TIR es otro criterio de inversión donde se transforma la rentabilidad del proyecto en un porcentaje de rentabilidad, de modo que se puede comparar con otras tasas de

rentabilidad y discernir entre ellas la opción más atractiva. De forma más simple se puede definir como la tasa de interés para la cual el valor del VAN es igual a cero.

La fórmula del TIR es la siguiente:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0$$

Donde:

V_t : Flujo de caja de cada periodo t

I_0 : Valor de la inversión inicial

n : Número de periodos considerados

- **Tiempo de retorno de la inversión o PayBack**

Se define como el periodo de tiempo que transcurre desde el inicio del proyecto hasta que se consigue recuperar la inversión inicial mediante los flujos de caja. Es de gran utilidad para conocer de un modo aproximado el tiempo en el que un proyecto comenzará a ser rentable.

- **Tasa de inflación**

Es el porcentaje en el que, o aumentan o disminuyen los precios en un años respecto del anterior. Se considerará un valor del 2%, ligeramente superior a la media de los últimos 5 años.

- **Tipo de interés**

Es la tasa de rentabilidad expresada en porcentaje que se obtendría si en lugar de acometer el proyecto se invirtiera el dinero en un fondo de inversión. Se fijará un valor del 5%, una tasa de interés bastante optimista, lo que asegurará que si el estudio resulta viable,

realmente sea así, ya que difícilmente se encontrará una tasa de interés tan alta en la práctica.

Una vez expuestos los parámetros financieros que se utilizaran para determinar la viabilidad económica del proyecto, es el momento de aplicarlos al caso en cuestión.

Para ello, se supondrá una vida útil para cada instalación de 20 años y se tomarán los valores económicos recogidos en los anteriores apartados:

VAN (20 años)	TIR (20 años)	PayBack
2.847.415,7 €	20,84%	5,54 años

Tabla 4.3. Resumen de los parámetros financieros del proyecto

Fuente: Elaboración propia

A la vista de los resultados obtenidos se pueden sacar diferentes conclusiones de cada indicador:

VAN: Según el valor obtenido, el proyecto resultará rentable en el periodo de tiempo estipulado.

TIR: Asimismo, a la vista de la cifra obtenida en el indicador TIR, el proyecto se puede catalogar cómo seguro, asumiendo que la empresa no dejará de obtener beneficios por acometerlo.

PayBack: Finalmente, el indicador del periodo de retorno arroja un valor pequeño, lo que sugiere una rápida rentabilidad cuando la instalación apenas ha cumplido un cuarto de su vida útil.

Ante las conclusiones obtenidas a partir de los indicadores parece lógico declarar, que el proyecto sujeto de estudio es claramente viable en el aspecto económico.

Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
INGRESOS	-1.445.475,7	1.128.384,0	1.162.235,5	1.197.102,6	1.233.015,7	1.270.006,1	1.308.106,3	1.347.349,5	1.387.770,0	1.429.403,1
Ahorro energía eléctrica		1.128.384,0	1.162.235,5	1.197.102,6	1.233.015,7	1.270.006,1	1.308.106,3	1.347.349,5	1.387.770,0	1.429.403,1
GASTOS		859.486,4	885.271,0	911.829,2	939.184,0	967.359,6	996.380,3	1.026.271,8	1.057.059,9	1.088.771,7
Mantenimiento		25.000,0	25.750,0	26.522,5	27.318,2	28.137,7	28.981,9	29.851,3	30.746,8	31.669,3
Seguros		30.000,0	30.900,0	31.827,0	32.781,8	33.765,3	34.778,2	35.821,6	36.896,2	38.003,1
Consumo diferencial de GN		804.486,4	828.621,0	853.479,7	879.084,1	905.456,6	932.620,3	960.598,9	989.416,8	1.019.099,4
EBITDA		268.897,6	276.964,5	285.273,4	293.831,6	302.646,6	311.726,0	321.077,7	330.710,1	340.631,4
Amortización		-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0
BN		172.532,5	180.599,4	188.908,4	197.466,6	206.281,5	215.360,9	224.712,7	234.345,0	244.266,3
Amortización		96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0
Cash Flow	-1.445.475,7	268.897,6	276.964,5	285.273,4	293.831,6	302.646,6	311.726,0	321.077,7	330.710,1	340.631,4
Valor actual flujo de caja		261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6
Valor de flujo acumulado	-1.445.475,7	-1.184.410,1	-923.344,5	-662.278,9	-401.213,3	-140.147,7	120.917,9	381.983,5	643.049,1	904.114,6

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1.472.285,2	1.516.453,7	1.561.947,4	1.608.805,8	1.657.069,9	1.706.782,0	1.757.985,5	1.810.725,1	1.865.046,8	1.920.998,2	1.978.628,2
1.472.285,2	1.516.453,7	1.561.947,4	1.608.805,8	1.657.069,9	1.706.782,0	1.757.985,5	1.810.725,1	1.865.046,8	1.920.998,2	1.978.628,2
1.121.434,9	1.155.077,9	1.189.730,2	1.225.422,1	1.262.184,8	1.300.050,4	1.339.051,9	1.379.223,4	1.420.600,1	1.463.218,1	1.507.114,7
32.619,3	33.597,9	34.605,8	35.644,0	36.713,3	37.814,7	38.949,2	40.117,7	41.321,2	42.560,8	43.837,7
39.143,2	40.317,5	41.527,0	42.772,8	44.056,0	45.377,7	46.739,0	48.141,2	49.585,4	51.073,0	52.605,2
1.049.672,3	1.081.162,5	1.113.597,4	1.147.005,3	1.181.415,5	1.216.857,9	1.253.363,7	1.290.964,6	1.329.693,5	1.369.584,3	1.410.671,8
350.850,3	361.375,8	372.217,1	383.383,6	394.885,1	406.731,7	418.933,6	431.501,6	444.446,7	457.780,1	471.513,5
-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	-96.365,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
254.485,3	265.010,8	275.852,1	287.018,6	298.520,1	310.366,6	418.933,6	431.501,6	444.446,7	457.780,1	471.513,5
96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	96.365,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
350.850,3	361.375,8	372.217,1	383.383,6	394.885,1	406.731,7	418.933,6	431.501,6	444.446,7	457.780,1	471.513,5
261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6	261.065,6
1.165.180,2	1.426.245,8	1.687.311,4	1.948.377,0	2.209.442,6	2.470.508,2	2.731.573,8	2.992.639,4	3.253.705,0	3.514.770,6	3.775.836,2

Tabla 4.4. Cálculo de rentabilidad del proyecto

Fuente: Elaboración propia

4.3 INSTALACIÓN DE MACI - OPTIMIZACIÓN

4.3.1 Ingresos/Ahorros

De nuevo, se definen los ingresos/ahorros que proporciona en este caso, la segunda opción expuesta en el anterior capítulo en la cual se siguen incluyendo equipos MACI.

Energía eléctrica generada (MWh/año)	16.003,2
¹² Coste energía eléctrica (€/MWh)	60,0

$$Ahorro_{E.Elec} = 16003,2 \frac{MWh}{año} \times 60,0 \frac{€}{MWh} \rightarrow Ahorro_{E.Elec} = 960.192,0 \frac{€}{año}$$

4.3.2 Costes

En este caso, se esta consideración un escenario donde la generación de vapor es únicamente suministrada por la planta de Gijón III con el apoyo de la caldera de gas original.

Asumiendo esta hipótesis donde el tiempo de funcionamiento de la caldera original de apoyo será de 433 horas al año, los costes que se han de imputar a la nueva instalación de cogeneración mediante MACI, serán los siguientes:

Coste de Inversión (€)	1.162.494,2
- Coste de los equipos generadores (€)	703.010
- Coste de los equipos auxiliares (€)	117.287,7
- Coste de los equipos de recuperación térmica (€)	184.896,5
- Coste de calderas de recuperación (€)	157.300,0
- Coste de la instalación eléctrica (€)	50.000,0
- Puesta en servicio (€)	Incluida

¹² Coste de la energía eléctrica facilitado por la empresa Nippon Gases SLU.

Coste de mantenimiento (€/año)	25.000,0
Coste de seguros (€/año)	30.000,0
Consumo de Gas Natural del grupo generador (MWh/año)	36.705,1
Consumo de Gas Naturas de la caldera original (MWh/año)	1.599,6
Coste del Gas Natural (€/kWh)	0,0298

$$P_{GN_{GG}} = 36705,1 \times 10^3 \frac{kWh}{año} \times 0,0298 \frac{€}{kWh} \rightarrow P_{GN_{GC}} = 1.093.810,4 \frac{€}{año}$$

$$P_{GN_{CO}} = 1599,6 \times 10^3 \frac{kWh}{año} \times 0,0298 \frac{€}{kWh} \rightarrow P_{GN_{CO}} = 47.667,2 \frac{€}{año}$$

4.3.3 Comparación anual entre situaciones

A continuación se muestra la comparativa de gasto anual entre la situación actual y la propuesta de cogeneración mediante tecnología MACI, de esta forma se puede tener una idea de si realmente existe o no algún beneficio con el cambio:

Situación actual	
Ingresos (€/año)	0
Costes (€/año)	-491.467,7
- Coste de Gas Natural (€/año)	491.467,7
Balance Neto Anual (€)	
	-491.467,7
Situación cogeneración MACI	
Ingresos (€/año)	960.192,0
- Ahorro en energía eléctrica (€/año)	960.192,0
Costes (€/año)	-1.196.479,6
- Coste de Gas Natural (€/año)	1.141.479,6
- Coste de mantenimiento (€/año)	25.000,0
- Coste de seguros (€/año)	30.000,0
Balance Neto Anual (€)	
	-236.287,6
Comparativa entre situaciones (€/año)	
	255.180,1

Tabla 4.5. Comparativa económica entre situaciones

Fuente: Elaboración propia

Se puede ver cómo en este escenario el balance anual continúa siendo positivo, pese a que el ahorro producido es menor que en la opción inicial, es necesario realizar un nuevo estudio financiero donde se determine si esta nueva opción será más o menos rentable.

4.3.4 Rentabilidad financiera

De nuevo se supondrá una vida útil para cada instalación de 20 años resultando los siguientes indicadores financieros:

VAN (20 años)	TIR (20 años)	PayBack
2.861.400,0 €	23,49%	4,89 años

Tabla 4.6. Resumen de los parámetros financieros del proyecto

Fuente: Elaboración propia

A la vista de los resultados obtenidos se pueden sacar diferentes conclusiones de cada indicador:

VAN: Según el valor obtenido, el proyecto resultará rentable en el periodo de tiempo estipulado, arrojando un valor muy similar al anterior escenario.

TIR: Asimismo, a la vista de la cifra obtenida en el indicador TIR, el proyecto se puede considerar más seguro que el estudiado en el apartado anterior, asumiendo que la empresa no dejará de obtener beneficios por acometerlo.

PayBack: Finalmente, el indicador del periodo de retorno arroja un valor menor que en el caso anterior, pese a existir un menor ahorro anual, la necesidad de una menor inversión inicial conlleva este hecho.

Ante las conclusiones obtenidas a partir de los indicadores se determina que económicamente es una solución viable, muy parecida a la opción final e incluso mejora los indicadores TIR y PayBack.

Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
INGRESOS	-1.212.494,2	960.192,0	988.997,8	1.018.667,7	1.049.227,7	1.080.704,6	1.113.125,7	1.146.519,5	1.180.915,0	1.216.342,5
Ahorro energía eléctrica		960.192,0	988.997,8	1.018.667,7	1.049.227,7	1.080.704,6	1.113.125,7	1.146.519,5	1.180.915,0	1.216.342,5
GASTOS		705.012,0	726.162,3	747.947,2	770.385,6	793.497,2	817.302,1	841.821,1	867.075,8	893.088,1
Mantenimiento		25.000,0	25.750,0	26.522,5	27.318,2	28.137,7	28.981,9	29.851,3	30.746,8	31.669,3
Seguros		30.000,0	30.900,0	31.827,0	32.781,8	33.765,3	34.778,2	35.821,6	36.896,2	38.003,1
Consumo diferencial de GN		650.012,0	669.512,3	689.597,7	710.285,6	731.594,2	753.542,0	776.148,3	799.432,7	823.415,7
EBITDA		255.180,0	262.835,4	270.720,5	278.842,1	287.207,4	295.823,6	304.698,3	313.839,3	323.254,4
Amortización		-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9
BN		174.347,1	182.002,5	189.887,6	198.009,2	206.374,4	214.990,7	223.865,4	233.006,3	242.421,5
Amortización		80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9
Cash Flow	-1.212.494,2	255.180,0	262.835,4	270.720,5	278.842,1	287.207,4	295.823,6	304.698,3	313.839,3	323.254,4
Valor actual flujo de caja		247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6
Valor de flujo acumulado	-1.212.494,2	-964.746,6	-716.999,0	-469.251,4	-221.503,7	26.243,9	273.991,5	521.739,1	769.486,7	1.017.234,3

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1.252.832,8	1.290.417,8	1.329.130,3	1.369.004,2	1.410.074,3	1.452.376,6	1.495.947,8	1.540.826,3	1.587.051,1	1.634.662,6	1.683.702,5
1.252.832,8	1.290.417,8	1.329.130,3	1.369.004,2	1.410.074,3	1.452.376,6	1.495.947,8	1.540.826,3	1.587.051,1	1.634.662,6	1.683.702,5
919.880,7	947.477,1	975.901,4	1.005.178,5	1.035.333,8	1.066.393,8	1.098.385,7	1.131.337,2	1.165.277,3	1.200.235,7	1.236.242,7
32.619,3	33.597,9	34.605,8	35.644,0	36.713,3	37.814,7	38.949,2	40.117,7	41.321,2	42.560,8	43.837,7
39.143,2	40.317,5	41.527,0	42.772,8	44.056,0	45.377,7	46.739,0	48.141,2	49.585,4	51.073,0	52.605,2
848.118,2	873.561,7	899.768,6	926.761,6	954.564,5	983.201,4	1.012.697,5	1.043.078,4	1.074.370,7	1.106.601,8	1.139.799,9
332.952,1	342.940,6	353.228,9	363.825,7	374.740,5	385.982,7	397.562,2	409.489,1	421.773,7	434.426,9	447.459,7
-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	-80.832,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
252.119,1	262.107,7	272.395,9	282.992,8	293.907,5	305.149,8	317.562,2	331.049,1	345.773,7	361.826,9	379.459,7
80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	80.832,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
332.952,1	342.940,6	353.228,9	363.825,7	374.740,5	385.982,7	397.562,2	409.489,1	421.773,7	434.426,9	447.459,7
247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6	247.747,6
1.264.981,9	1.512.729,6	1.760.477,2	2.008.224,8	2.255.972,4	2.503.720,0	2.751.467,6	2.999.215,2	3.246.962,8	3.494.710,5	3.742.458,1

Tabla 4.7. Cálculo de rentabilidad del proyecto

Fuente: Elaboración propia

4.4 INSTALACIÓN DE TG

4.4.1 Ingresos/Ahorros

Los ingresos/ahorros que se consideran producidos por la implantación de la tecnología de cogeneración TG seleccionada en el capítulo 3, corresponden con la energía eléctrica generada por el sistema generador y que la empresa consumirá, ahorrándose el coste de dicha energía.

Energía eléctrica generada (MWh/año)	29.510,4
¹³ Coste energía eléctrica (€/MWh)	60,0

$$Ahorro_{E.Elec} = 29510,4 \frac{MWh}{año} \times 60,0 \frac{€}{MWh} \rightarrow Ahorro_{E.Elec} = 1.770.622,6 \frac{€}{año}$$

1.1.1 Costes

En este escenario donde la generación de vapor se atribuye por completo a los equipos de cogeneración, los costes que se han de imputar a la nueva instalación formada por turbinas de gas serán los siguientes:

Coste de Inversión (€)	-
- Coste de los equipos generadores (€)	-
- Coste de los equipos auxiliares (€)	117.287,7
- Coste de los equipos de recuperación térmica (€)	40.000,0
- Coste de calderas de recuperación (€)	157.300,0
- Coste de la instalación eléctrica (€)	40.000,0
- Puesta en servicio (€)	Incluida
Coste de mantenimiento (€/año)	15.000,0
Coste de seguros (€/año)	30.000,0

¹³ Coste de la energía eléctrica facilitado por la empresa Nippon Gases SLU.

Consumo de Gas Natural del grupo generador (MWh/año)	118.039,9
Consumo de Gas Naturas de la caldera original (MWh/año)	0,0
Coste del Gas Natural (€/kWh)	0,0298

$$P_{GN_GG} = 118039,9 \times 10^3 \frac{kWh}{año} \times 0,0298 \frac{€}{kWh} \rightarrow P_{GN_GC} = 3.517.590,1 \frac{€}{año}$$

1.1.2 Comparación anual entre situaciones

Nuevamente se muestra la comparativa de gasto anual entre la situación actual y la propuesta de cogeneración, esta vez compuesta por turbinas de gas:

Situación actual	
Ingresos (€/año)	0
Costes (€/año)	-491.467,7
- Coste de Gas Natural (€/año)	491.497,7
Balance Neto Anual (€)	
-3.517.590,1	
Situación cogeneración MACI	
Ingresos (€/año)	1.770.622,6
- Ahorro en energía eléctrica (€/año)	1.770.622,6
Costes (€/año)	-3.517.590,1
- Coste de Gas Natural (€/año)	3.517.590,1
- Coste de mantenimiento (€/año)	15.000,0
- Coste de seguros (€/año)	30.000,0
Balance Neto Anual (€)	
-1.746.967,6	
Comparativa entre situaciones (€/año)	
-1.255.499,9	

Tabla 4.8. Comparativa económica entre situaciones

Fuente: Elaboración propia

Ante el resultado obtenido en la comparación anual entre situaciones, se puede deducir que la opción de cogeneración mediante turbinas de gas no es viable en ningún caso.

Debido al alto consumo de combustible de esta tecnología y la baja demanda de energía térmica que se tiene en el proyecto, la opción de TG no resulta viable ya que, por si sola la energía eléctrica producida no es suficiente para contrarrestar el coste del combustible.

Por ello, no se realizará ningún estudio de rentabilidad financiera pues evidentemente tendrá un resultado desfavorable.

5. Estudio ambiental

Resulta evidente que la implantación de turbinas de gas en la planta no proporcionará un resultado positivo en cuanto a emisiones ya que, como se ha visto en el capítulo anterior, esta tecnología supone un consumo de combustible mucho mayor que en la situación actual. Por otro lado, la situación en la que se sustituye la tecnología actual por motores MACI si parece que pueda llegar a mejorar la cantidad de emisiones en la planta industrial, por ello, se estudiará la mejora que produce dicha situación en el medio ambiente.

Cómo se ha visto en el capítulo 2 del presente informe, la cogeneración eficiente sustituye dos fuentes de generación de energía (térmica y eléctrica) convencionales por un solo foco de emisiones. Este hecho resulta beneficioso para los niveles globales de contaminación a pesar de que, a nivel local, las emisiones aumentarán en la planta.

Además, al sustituir dos fuentes de energía primaria por una única parece evidente que como resultado se conseguirá una reducción en el consumo de energía primaria no renovable.

Ante el supuesto de que se reducirán las emisiones de CO₂ globales y se conseguirá un ahorro en el consume de energía primaria no renovable, se procede a cuantificar dichos ahorros producidos por la implantación de los equipos de cogeneración.

5.1 REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO₂

Para realizar el cálculo del ahorro en emisiones de CO₂ que se produce es necesario definir los estados inicial y final de la planta, para ello se hace necesario definir los valores de conversión desde energía eléctrica y térmica consumidas en cantidad de emisiones de CO₂. Estos datos están obtenidos de la página web del IDAE:

E_C: Factor de emisiones de CO₂ para generar energía térmica - $0,252 \frac{t CO_2}{MWh_T}$

E_E: Factor de emisiones de CO₂ para generar energía eléctrica - $0,357 \frac{t CO_2}{MWh_e}$

5.1.1 Comparación entre situaciones

La reducción de emisiones de CO₂ que se consigue mediante la instalación de las plantas de cogeneración se define con la siguiente fórmula:

$$\Delta M_{CO_2} = \left(\frac{C_{GN}}{\eta_H} E_C + E_{CHP} E_E \right) - (F_{CHP} E_C)$$

Donde:

C_{GN}: Consumo de los hornos de Gas Natural en el estado actual (MWh)

η_H: Rendimiento de los hornos actuales - 90,0%

E_{CHP}: Energía eléctrica generada por las planta de cogeneración (MWh)

F_{CHP}: Consumo de Gas Natural de los grupos de cogeneración (MWh)

- Instalación inicial MACI

Sustituyendo con los valores de la planta de cogeneración mediante tecnología MACI definida inicialmente se tiene:

$$\Delta M_{CO_2} = \left(\frac{16492,2}{0,9} \times 0,252 + 18806,4 \times 0,357 \right) - (43082,3 \times 0,252)$$

$$\Delta M_{CO_2} = 475 \text{ t CO}_2$$

De este modo se demuestra la hipótesis realizada donde se asumía que la implantación de tecnologías de cogeneración mediante MACI conllevaría un ahorro de las emisiones globales de CO₂.

- Instalación optimizada MACI

Del mismo modo se sustituyen los valores para la opción en la que se optimiza la potencia de generación para la planta de Gijón II:

$$\Delta M_{CO_2} = \left(\frac{16492,2}{0,9} \times 0,252 + 16003,2 \times 0,357 \right) - (38304,68 \times 0,252)$$

$$\Delta M_{CO_2} = 678 \text{ t } CO_2$$

Se observa cómo, al igual que en los estudios anteriores, la opción de colocar una única caldera de recuperación y ajustar la potencia de la planta de Gijón II, resulta en este caso en lo que reducción de emisiones globales de CO₂ se refiere, más beneficioso que la opción inicialmente propuesta, compuesta de dos grupos moto-generadores iguales y dos calderas de recuperación.

5.2 AHORRO EN ENERGÍA PRIMARIA NO RENOVABLE

Para el cálculo del ahorro en energía primaria aportado por las soluciones obtenidas se procede el mismo modo que para las emisiones de CO₂, comparando la situación actual con la resultante de ambas soluciones.

Para realizar esta comparación es necesario determinar los factores de paso entre energía final consumida y la energía primaria no renovable que le corresponde¹⁴.

NR_C: Factor de paso entre energía primaria no renovable y energía final producida mediante Gas Natural - $1,190 \frac{MWh}{MWh_T}$

¹⁴ Valores obtenidos del documento Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector edificios en España; RITE.

NR_E: Factor de paso entre energía primaria no renovable y energía final eléctrica -
 $2,007 \frac{MWh}{MWh_e}$

5.2.1 Comparación entre situaciones

Para determinar el ahorro en energía primaria no renovable se sigue una formulación similar a la ya utilizada para cuantificar la reducción de emisiones de CO₂:

$$\Delta E_{NR} = \left(\frac{C_{GN}}{\eta_H} NR_C + E_{CHP} NR_E \right) - (F_{CHP} NR_C)$$

Donde:

C_{GN}: Consumo de los hornos de Gas Natural en el estado actual (MWh)

η_H: Rendimiento de los hornos actuales - 90,0%

E_{CHP}: Energía eléctrica generada por las planta de cogeneración (MWh)

F_{CHP}: Consumo de Gas Natural de los grupos de cogeneración (MWh)

- Instalación inicial MACI

Sustituyendo con los valores de la planta de cogeneración mediante tecnología MACI definida inicialmente se tiene:

$$\Delta E_{NR} = \left(\frac{16492,2}{0,9} \times 1,190 + 18806,4 \times 1,190 \right) - (43082,3 \times 1,190)$$

$$\Delta E_{NR} = 8282,86 \text{ MWh}$$

Se observa cómo, al igual que en el caso de las emisiones de CO₂ la nueva solución de cogeneración representa un ahorro en energía primaria no renovable para la empresa.

- Instalación optimizada MACI

Del mismo modo se sustituyen los valores para la opción en la que se optimiza la potencia de generación para la planta de Gijón II:

$$\Delta E_{NR} = \left(\frac{16492,2}{0,9} \times 1,190 + 16003,2 \times 2,007 \right) - (38304,68 \times 1,190)$$

$$\Delta E_{NR} = 8342,21 \text{ MWh}$$

De nuevo, de forma análoga a lo que ocurre con las emisiones de CO₂ la optimización de la tecnología MACI conlleva un mayor ahorro en energía primaria que con la solución inicial, resultando por tanto, la solución optimizada cómo la mejor desde el punto de vista ambiental.

6. Planificación

Como complemento del estudio realizado, se presenta una posible planificación de las actividades a realizar para acometer la instalación de solución final considerada más rentable, compuesta de dos equipos MACI diferentes y una caldera de recuperación en la planta de Gijón III.

En primer lugar, cabe destacar que los nuevos equipos de generación se colocarán en paralelo con los ya existentes, por tanto, no será necesario la interrupción de la actividad hasta el último punto de la instalación donde se procederá a la modificación de las conducciones actuales.

6.1 INSLATACIÓN DE LAS ACOMETIDAS DE GAS

Actualmente en la planta existe un punto de suministro de gas des que parten las actuales acometidas a los distintos equipos, se deberá acometer sendas instalaciones para acercar dicho punto de acceso hacia los nuevos equipos.

Esta instalación será llevada a cabo por una empresa instaladora de gas certificada y subcontratada por Nippon Gases España.

6.2 OBRA CIVIL

Se acometerán las obras de acondicionamiento del terreno donde se situarán los MACI y la caldera de recuperación. Estas obras se realizarán de forma paralela con la instalación de gas y, de modo similar a esta, se subcontratarán a una empresa dedicada al sector de la construcción. Además, la empresa Montajes Proyectos y Mantenimiento, S.L. (MPM) la cual se encarga del mantenimiento de las planta de Nippon Gases España participará en dichas obras, dando el apoyo necesario.

Para la descarga y colocación de los equipos MACI y de la caldera de recuperación será necesario el alquiler de una grúa cuya carga máxima sea al menos de 20 toneladas, el procedimiento de descarga y posicionamiento será llevado a cabo por la empresa MPM

con la supervisión de Nippon Gases España. Este procedimiento consistirá en la elevación de los equipos y posterior colocación sobre las losas previamente realizadas que servirán de apoyo estable a los equipos, en el caso de los equipos MACI se tendrán que posicionar de forma que, los agujeros de sujeción de la bancada queden en la posición adecuada para posteriormente realizar unión final mediante pernos.

Finalmente, se procederá a la nivelación de los equipos y al relleno de bien cemento o bien resina epoxi de nivelación.

6.3 INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Una vez colocados los equipos en su posición final, se procederá a realizar la conexión eléctrica de los mismos, para ello se solicitará a la empresa ISASTUR que mantiene un contrato de mantenimiento eléctrico con Nippon Gases España y a los instrumentistas de la propia empresa que realicen las tareas necesarias para el correcto funcionamiento eléctrico de los equipos.

6.4 CONDUCTOS PREFABRICADOS

La empresa MPM está sujeta a un contrato de mantenimiento continuo para las plantas de Nippon Gases España en Asturias, gracias a este hecho, la empresa posee una plantilla de tuberos y soldadores que se encargaran de realizar los conductos necesarios para ensamblar los equipos de intercambio de calor y, finalmente con la conducción existente a los pre-purificadores. Esta tarea comenzará a la vez que el resto ya que la empresa MPM tendrá los planos necesarios de los conductos antes de comenzar las obras.

6.5 CONEXIÓN, PUESTA EN MARCHA Y LEGALIZACIÓN

El último paso será la conexión de los conductos de nitrógeno y de vapor de los equipos. Para el caso del MACI que se instalará en Gijón II no existe mayor problema ya que la planta no está en continuo funcionamiento, sin embargo para la planta de Gijón III se debe programar la conexión para que coincida con una parada de cliente de la planta (Arcelor) y de este modo, permita un paro de la planta Gijón III.

Una vez conseguida la parada, la actuación consistirá en bypasear los actuales hornos de Gas natural conectando la entrada de los mismos a la entrada de los MACI mediante una válvula de tres vías y, del mismo modo realizar la conexión en la salida de los hornos con las salidas de las últimas etapas de intercambio de cada instalación de cogeneración.

Finalmente, se realizará la puesta en marcha de los equipos mediante las empresas proveedoras y se procederá a legalizar la instalación una vez comprobado su correcto funcionamiento.

A continuación se muestra el diagrama de Gant del proyecto con la tareas críticas representadas en color rojo:

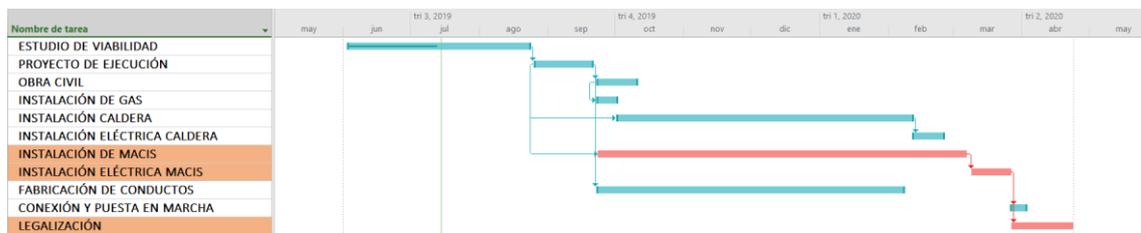


Ilustración 6.1. Diagrama de Gant del proyecto

Fuente: Elaboración propia

7. Conclusiones

Una vez concluido el estudio sobre la viabilidad técnica y económica de la implantación de tecnologías de cogeneración en las plantas de separación de gases de la empresa Nippon Gases España situadas en Gijón, se presentan a continuación las conclusiones obtenidas a lo largo de la elaboración de dicho estudio.

En primer lugar se determinó que, en función de los parámetros energéticos de las plantas, las tecnologías de cogeneración que mejor se adaptan en cuanto a valores técnicos serán los **motores alternativos de combustión interna (MACI)** y las **turbinas de gas (TG)**.

Cómo resultado de esta primera conclusión obtenida se decide realizar un estudio técnico más exhaustivo, así como un estudio económico de cada una de las posibles soluciones de generación.

Las conclusiones obtenidas en cada uno de los aspectos estudiados son las siguientes:

- **Estudio técnico:**

Los estudios técnicos llevados a cabo sobre la posibilidad de implantación de ambas opciones han resultado positivos, por tanto se puede aseverar que la instalación de ambos equipos de cogeneración es viable. Además, parece que los resultados arrojados ponen en manifiesto que la solución más sencilla y que cubre la demanda de vapor más satisfactoriamente es la compuesta por turbinas de gas, ya que la solución inicial que integra los equipos MACI requieren la implementación de dos calderas de recuperación, aumentando la complejidad de la instalación y, aun así, no se asegura que de este modo se satisfaga por completo la demanda del vapor. Por este motivo se ha llevado a cabo una optimización del dimensionado de la instalación MACI, sacrificando la posible generación de vapor que pudiera aporta la planta de Gijón II en pro de ajustar la potencia del equipo de dicha planta, de este modo se consigue un ahorro de combustible global incluso teniendo que utilizar la caldera original de apoyo. Al ser por tanto, esta última solución de mayor sencillez técnica que la inicial, se considera mejor solución técnicamente hablando y se sitúa por detrás de la instalación con turbinas de gas.

Sin embargo, si se tienen en cuenta los resultados obtenidos sobre el ahorro porcentual de energía primaria para cada solución, se observa cómo la mejor opción será la propuesta originalmente compuesta por MACI, siempre y cuando se las instalaciones estén trabajando por encima del caso neutro expuesto, seguida de cerca por la solución optimizada y finalmente, siendo una solución muy desfavorable, resulta la opción compuesta por turbinas de gas.

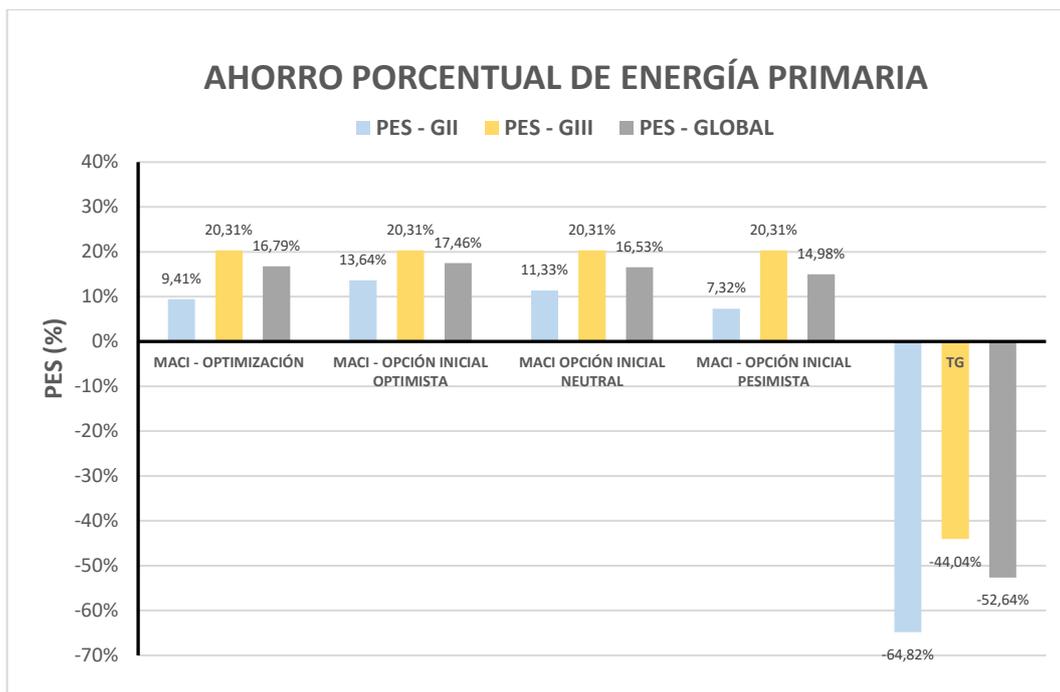


Gráfico 7.1. PES de cada solución propuesta

Fuente: Elaboración propia

- **Estudio económico:**

Por otro lado, el estudio económico llevado a cabo sobre ambas soluciones favorece a la que incluye la tecnología MACI, resultando además, cómo cabía esperar, el proyecto con turbinas de gas económicamente desfavorable, debido al gran consumo de combustible que precisa esta tecnología.

Ante esta situación, resulta evidente determinar que la solución final más acertada y con un mejor resultado será la instalación de cogeneración constituida por equipos MACI. Como ya se había propuesto en el estudio técnico, se comparan la solución inicial propuesta

y la optimizada, en dicha comparación se observan valores en los indicadores financieros muy similares, decantándose finalmente por la opción optimizada al requerir una menor inversión inicial y obtener un retorno de la inversión más pequeño.

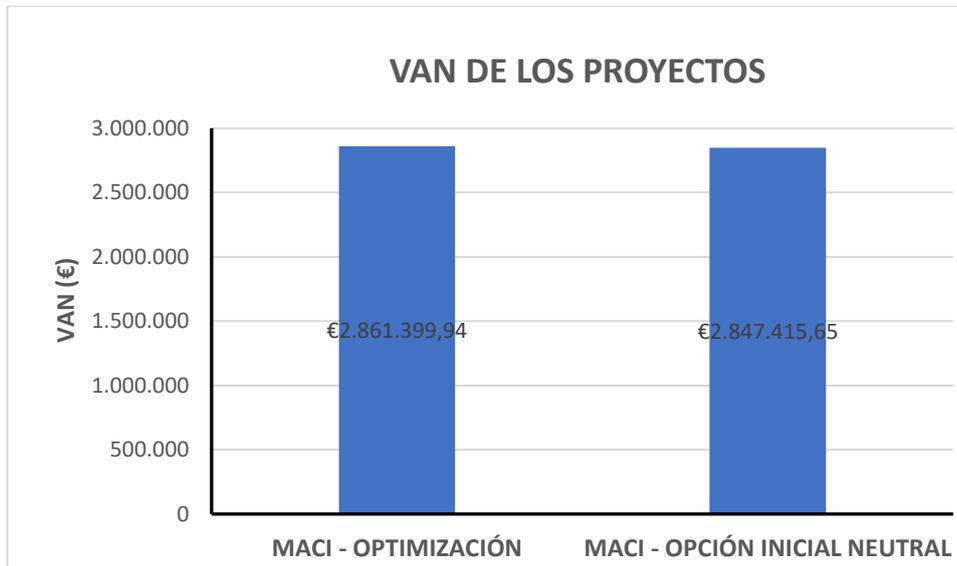


Gráfico 7.2. Comparación del valor VAN entre proyectos MACI
Fuente: Elaboración propia

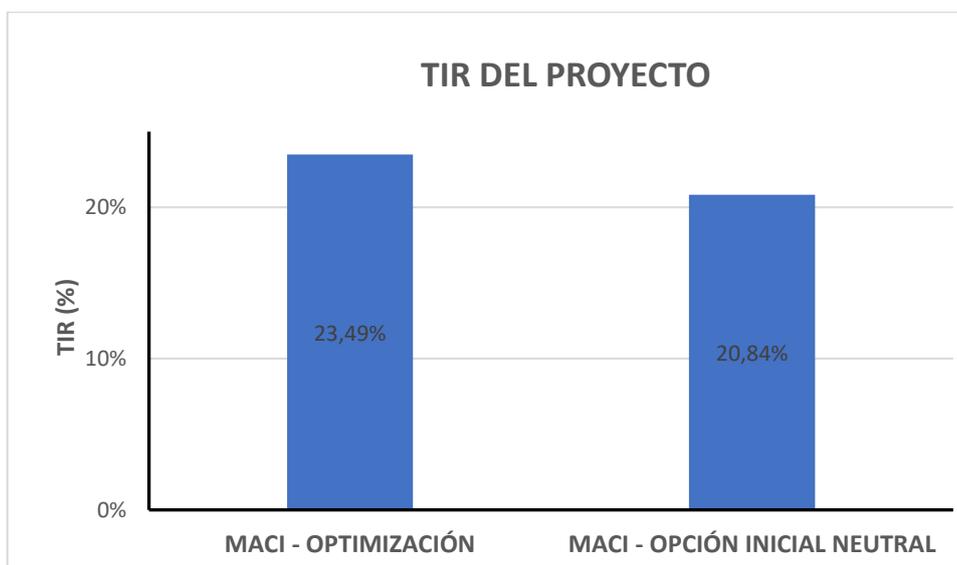


Gráfico 7.3. Comparación del valor TIR entre proyectos MACI
Fuente: Elaboración propia

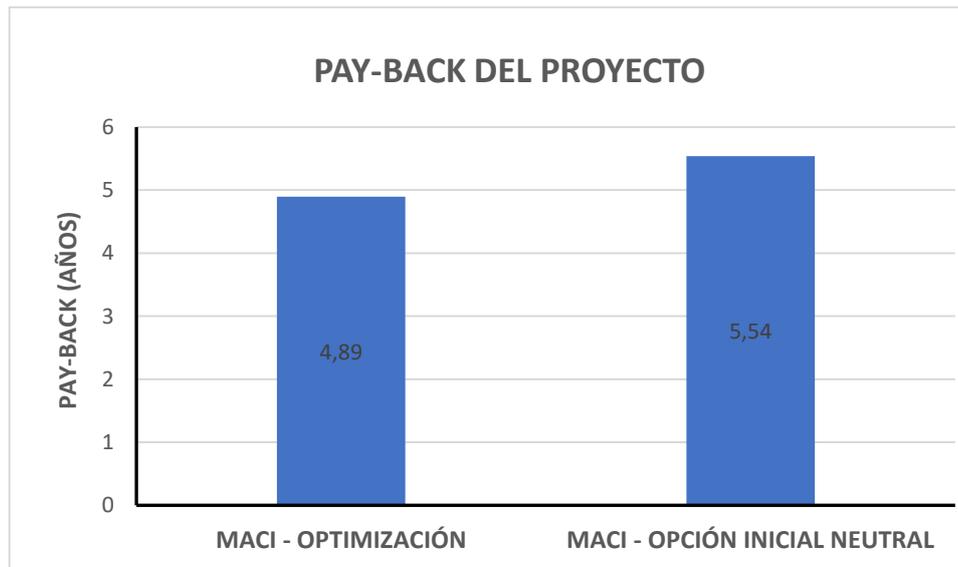


Gráfico 7.4. Comparación del valor Pay-Back entre proyectos MACI

Fuente: Elaboración propia

- Estudio ambiental:

Una vez determinada la mejor solución, se ha llevado a cabo un estudio ambiental para cuantificar la mejora en materia de emisiones globales de CO₂ y el ahorro de energía primaria no renovable que se consigue con la incorporación de la tecnología seleccionada. Este estudio ha resultado positivo, dando un valor de reducción de emisiones de 475 toneladas de CO₂ para la opción inicial de cogeneración mediante MACI y un ahorro más significativo de 678 toneladas de CO₂ con la optimización realizada en la planta de Gijón II. Por el lado del ahorro de energía primaria no renovable, se han obtenido unos resultados de 8283 MWh al año de reducción con la tecnología original y un ahorro de 8342 MWh al año.

- Resumen:

La implantación de cogeneración en la planta de Gijón resulta beneficiosa tanto económica como ambientalmente siempre que se seleccione la tecnología apropiada, en el caso estudiado, dicha tecnología resulta ser una instalación compuesta por motores alternativos de combustión interna cuyo combustible sea el Gas Natural y una caldera de recuperación situada en la planta de Gijón III para maximizar la producción de vapor. Tanto el estudio

técnico como económico han resultado positivos, determinando la viabilidad de implantación del sistema descrito.

8. Bibliografía

- Barcelona Busines** [En línea]. - 12 de 02 de 2019. - www.barcelonabusiness.es.
- Bosch Thermotechnology** [En línea]. - 25 de 05 de 2019. - www.bosch-thermotechnology.com.
- Capstone** [En línea]. - 16 de 04 de 2019. - www.capstone.com.
- Cogenera México** [En línea]. - 08 de 02 de 2019. - www.cogeneramexico.org.mx.
- Cogeneración** [Libro] / aut. Martín Mario Villares. - [s.l.] : 2ª Edición, FC Editorial.
- CogeSpain** [En línea]. - 13 de 02 de 2019. - www.cogespain.org.
- Cogeneración: Aspectos tecnológicos** [Informe] / aut. Fraile Diego.
- Diseño conceptual de una instalación de cogeneración con turbina de gas** [Informe] / aut. Bartolomé Teresa Caramés. - 2012.
- EJ Bowman Heat Exchangers** [En línea]. - 16 de 04 de 2019. - www.ejbowman.co.uk.
- Estudio de viabilidad y diseño de una planta de cogeneración para una industrial cárnica** [Informe] / aut. Velasco Fernando Ramiro. - 2009.
- Finanzauto** [En línea]. - 08 de 05 de 2019. - www.finanzauto.es.
- Flex Energy** [En línea]. - 16 de 04 de 2019. - www.flexenergy.com.
- Foro SoloIngenieria** [En línea]. - 08 de 02 de 2019. - Soloingenieria.net.
- Gas Encyclopaedia** [Libro] / aut. España Liquid Carbonic.
- Guía de la cogeneración Fenercom 2010** [En línea]. - 2010. - 13 de 02 de 2019.
- International Energy Agency** [En línea]. - 14 de 02 de 2019. - www.iea.org.
- MWM Caterpillar** [En línea]. - 09 de 05 de 2019. - www.mwm.net.
- Opra Turbines** [En línea]. - 16 de 04 de 2019. - www.opraturbines.com.
- Plan de viabilidad de una planta de cogeneración en una industria química** [Informe] / aut. Vitores Álvaro González.

Planta de cogeneración en un hospital en Madrid [Informe] / aut. Giménez Rafael Isaac Torrente.

Proyecto de sustitución de un horno para la regeneración de purificadores [Informe] / aut. González Jorge Tejedor. - 2018.

Red Eléctrica de España [En línea]. - 13 de 02 de 2019. - www.ree.es.

Sacome [En línea]. - 16 de 04 de 2019. - www.sacome.com.

Siemens [En línea]. - 08 de 02 de 2019. - w5.siemens.com.

Siemens [En línea]. - 08 de 02 de 2019. - new.siemens.com.

Tablas y gráficos para la resolución de problemas de "Transmisión de calor" [Libro] / aut. González M^a Manuela Prieto y Suárez Inés Ramón. - [s.l.] : Servicio de publicaciones.

Turbinasdegas.com [En línea]. - 08 de 02 de 2019. - <http://www.turbinasdegas.com>.