



Universidad de Oviedo

TRABAJO FIN DE MÁSTER
MÁSTER EN INGENIERÍA QUÍMICA

**ESTUDIO DEL POTENCIAL
ENERGÉTICO EN FORMA DE CALOR
EN LAS INSTALACIONES DE UN
CENTRO DE TRATAMIENTO DE
RESIDUOS (CTR)**

por

Nuria Castaño Menéndez

Oviedo, febrero de 2025

RESUMEN

En la actualidad, gran parte del calor residual generado en los procesos industriales no es recuperado, lo que supone una pérdida tanto en términos energéticos como económicos. La caracterización del potencial energético de estos flujos térmicos y la evaluación de alternativas técnicas para su valorización resultan esenciales para optimizar la eficiencia térmica de las operaciones industriales.

En este sentido, la implementación de estrategias para la recuperación y utilización del calor residual contribuye a disminuir el consumo de energía primaria, mejorar el desempeño energético global y promover sistemas industriales más sostenibles, siguiendo los principios de la economía circular y la gestión eficiente de recursos. Al mismo tiempo, de esta manera se impulsa la transición hacia sistemas industriales más sostenibles.

Este proyecto pone de manifiesto el papel fundamental de la Ingeniería Química como herramienta para enfrentar los desafíos energéticos e industriales, promoviendo la innovación tecnológica orientada hacia la optimización del uso de los recursos y hacia la sostenibilidad ambiental, mediante su aplicación práctica al estudio del aprovechamiento de calor residual de los focos de calor disponibles en un centro de tratamiento de residuos de una empresa pública asturiana encargada de la gestión integral de los residuos sólidos de la región.

EXECUTIVE SUMMARY

Currently, much of the waste heat generated in industrial processes is not recovered, which represents a loss in both energy and economic terms. The characterisation of the energy potential of these thermal flows and the evaluation of technical alternatives for their recovery are essential to optimise the thermal efficiency of industrial operations.

In this sense, the implementation of strategies for the recovery and utilisation of waste heat contributes to reducing primary energy consumption, improving overall energy performance and promoting more sustainable industrial systems, following the principles of circular economy and efficient resource management. At the same time, the transition towards more sustainable industrial systems is thus boosted.

This project highlights the fundamental role of Chemical Engineering as a tool to face energy and industrial challenges, promoting technological innovation aimed at optimizing the use of resources and environmental sustainability, through its practical application to the study of the use of waste heat from the heat sources available in a waste treatment center of an Asturian public company in charge of the integral management of solid waste in the region.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. OBJETO.....	3
3. CONSIDERACIONES BÁSICAS	5
3.1 Intercambiadores de calor	6
3.2 ORC	7
3.3 Cogeneración	10
4. MATERIALES Y MÉTODOS.....	14
4.1 Análisis y caracterización de los focos de calor identificados en el CTR.....	15
4.2 Identificación de los posibles puntos demandantes de energía calorífica	18
4.3 Evaluación y análisis de alternativas para el aprovechamiento energético ..	18
4.4 Análisis económico - financiero	18
5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	20
5.1 Identificaión y caracterización de los focos de calor del CTR	21
5.1.1 Balsa de permeado de lixiviados	21
5.1.2 Motores de generación de energía eléctrica.....	22
5.1.3 Motor de autoconsumo	25
5.2 Resumen de calores potencialmente aprovechables.....	26
5.3 Localización de los focos de calor en el CTR	27
5.4 Posibles destinos finales de los calores recuperados.....	29
5.4.1 Caldera de higienización y biodigestión.....	29
5.4.2 Horno de incineración de residuos MER y hospitalarios.....	30
5.4.3 Caldera de recuperación de calor	30
5.4.4 Evaporación de lixiviados.....	35
5.4.5 Tanques de calentamiento de aceite del área de RP	36
5.4.6 Vestuarios y oficinas	37
5.5 Localización de los posibles usuarios	40

5.6	Análisis técnico – económico de las propuestas	42
5.6.1	Consideraciones de partida	42
5.6.2	Apoyo de la caldera de higienización y biodigestión.....	44
5.6.3	Pre calentamiento aire de combustión en horno residuos MER y hospitalarios .	48
5.6.4	Instalación para la evaporación de lixiviados.....	52
5.6.5	Climatización de oficinas.....	59
5.7	Análisis de viabilidad de las actuaciones	63
6.	CONCLUSIONES.....	68
7.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70
	APÉNDICES.....	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I. Procesos susceptibles de ser ajustables al ORC en diversas industrias.....	9
Tabla II. Comparación tecnologías de aprovechamiento de calor residual industrial	11
Tabla III. Calor específico del agua y del agua glicolada (Felder y Rousseau, 2004).	15
Tabla IV. Densidades consideradas para el cálculo del calor recuperado.	17
Tabla V. Analítica de las corrientes de permeado.	22
Tabla VI. Calor potencialmente aprovechable de la balsa de permeado de lixiviados	22
Tabla VII. Características motores WAUKESHA L5790 GLD	23
Tabla VIII. Características motores WAUKESHA L7042 GLD	23
Tabla IX. Características motor DEUTZ TBG 620 V16K	23
Tabla X. Calor potencialmente aprovechable gases combustión motores de exportación	24
Tabla XI. Calor potencialmente aprovechable circuito HT motores de exportación	24
Tabla XII. Calor potencialmente aprovechable circuito LT motores de exportación.....	25
Tabla XIII. Características motor GUASCOR FGLD 360	25
Tabla XIV. Calor potencialmente aprovechable gases combustión motor de autoconsumo .	26
Tabla XV. Calor potencialmente aprovechable del circuito HT del motor de autoconsumo ..	26
Tabla XVI. Calor potencialmente aprovechable del circuito LT del motor de autoconsumo ..	26
Tabla XVII. Resumen de calores recuperables en focos de calor identificados	27
Tabla XVIII. Características técnicas caldera pirotubular	29
Tabla XIX. Focos de calor candidatos para el suministro de energía calorífica a la caldera de higienización y biodigestión	30
Tabla XX. Focos de calor candidatos para el precalentamiento del aire de combustión	34
Tabla XXI. Focos de calor candidatos para el precalentamiento del aire de combustión (continuación).....	35
Tabla XXII. Focos de calor candidatos para el suministro de energía calorífica para la evaporación de lixiviados	36
Tabla XXIII. Instalaciones de climatización identificadas para vestuarios y oficinas.....	37
Tabla XXIV. Potencias térmicas y energía anual demandada en función de los equipos.....	37
Tabla XXV. Focos de calor candidatos para el suministro de energía calorífica (intercambiadores placas).....	38
Tabla XXVI. Focos de calor para el suministro de energía calorífica (intercambiadores de placas).....	39

Tabla XXVII. Focos de calor para suministro de energía calorífica (bomba de calor)	40
Tabla XXVIII. Valoración económica opción 1 de recuperación de calor para el apoyo a la caldera de higienización y biodigestión	47
Tabla XXIX. Valoración económica opción 2 de recuperación de calor para el apoyo a la caldera de higienización y biodigestión	48
Tabla XXX. Valoración económica de cesión de calor de los gases de combustión para el precalentamiento de aire de combustión.....	51
Tabla XXXI. Valoración económica de cesión de calor del circuito de refrigeración HT para el precalentamiento de aire de combustión.....	51
Tabla XXXII. Especificaciones técnicas de la torre de refrigeración	55
Tabla XXXIII. Características de las torres de desorción - absorción.....	56
Tabla XXXIV. Especificaciones técnicas de la caldera eléctrica	58
Tabla XXXV. Valoración económica de cesión de calor del circuito de refrigeración HT para la evaporación de lixiviados.....	59
Tabla XXXVI. Resumen potencias instaladas para la climatización de oficinas	60
Tabla XXXVII. Características bomba de calor climatización los vestuarios generales	60
Tabla XXXVIII. Características bomba de calor climatización oficinas de RP.....	61
Tabla XXXIX. Valoración económica climatización vestuarios talleres por intercambiador de placas	61
Tabla XL. Valoración económica climatización vestuarios generales por bomba de calor	62
Tabla XLI. Valoración económica climatización oficinas de RP y otras por bomba de calor .	62
Tabla XLII. Análisis viabilidad apoyo caldera higienización y biodigestión	65
Tabla XLIII .Análisis viabilidad precalentamiento aire combustión en horno residuos MER y hospitalarios	65
Tabla XLIV. Análisis viabilidad instalación evaporación de lixiviados.....	66
Tabla XLV. Análisis viabilidad climatización vestuarios y oficinas	67
Tabla XLVI. Cálculo del calor potencialmente aprovechable de las balsas de permealdo	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de funcionamiento ORC (admin, 2019).....	8
Figura 2. ORC en la industria cementera (Campana et.al, 2013).	9
Figura 3. Ejemplo de cogeneración con caldera de biomasa («Cogeneración de alta eficiencia - El Portal de la Energía», 2024)	10
Figura 4. Calor específico gases de escape en función de la temperatura (Llerena, 2018) ..	16
Figura 5. Vista aérea global del CTR	28
Figura 6. Balance materia y energía generador de vapor condiciones máximas operación ...	31
Figura 7. Balance materia y energía al generador de vapor condiciones habituales de operación	32
Figura 8. Balances de materia y energía al ciclo Rankine.....	33
Figura 9. Balance al precalentador de aire de combustión	34
Figura 10. Localización de los posibles usuarios	41
Figura 11. Esquema subestación intercambio térmico («SUBESTACIONES_BR.pdf», s.f.).	43
Figura 12. Balance de materia y energía a la opción 1 (apoyo de la caldera)	44
Figura 13. Balance de materia y energía a la opción 2 (apoyo de la caldera)	46
Figura 14. Balance de materia y energía a la opción 1 (precalentamiento aire combustión)	49
Figura 15. Balance de materia y energía a la opción 2 (precalentamiento aire combustión)	50
Figura 16. Evaporador de lixiviados a vacío con empleo de calor residual («Evaporadores para la Depuración de Aguas Residuales», s.f.)	52
Figura 17. Evaporador de lixiviados de triple efecto con empleo de calor residual («Evaporadores para la Depuración de Aguas Residuales»,s.f.)	53
Figura 18. Sistema Stripping – Scrubber propuesto («ECOTEC», s.f.).....	56
Figura 19. Diseño mecánico del intercambiador de gases de combustión motores de exportación (apoyo a la caldera).....	75
Figura 20. Bomba de recirculación circuito primario (desde intercambiador de gases) para apoyo a la caldera	76
Figura 21. Intercambiador de placas para circuito HT motores (apoyo a caldera)	77

Figura 22. Bombas derivación de caudal circuito HT motores (apoyo a caldera).....	78
Figura 23. Bomba recirculación circuito primario (desde circuito HT motores de exportación) para apoyo a caldera	79
Figura 24. Diseño mecánico intercambiador gases combustión (opción 1).....	80
Figura 25. Diseño mecánico intercambiador precalentamiento de aire.....	81
Figura 26. Bomba recirculación circuito primario (desde baterías recuperación gases)	82
Figura 27. Diseño mecánico intercambiador precalentamiento de aire (opción 2).....	83
Figura 28. Bomba recirculación circuito primario (desde circuito HT motores exportación) ..	84
Figura 29. Bomba recirculación circuitos HT	85
Figura 30. Bomba impulsión desde balsa de lixiviados.....	86
Figura 31. Bomba para circuito refrigeración condensado evaporador	87
Figura 32. Bomba para ingreso de condensado a Stripping – Scrubber.....	88
Figura 33. Bomba vertido agua tratada a emisario	89
Figura 34. Parámetros de vertido al sistema de saneamiento de la ría de Avilés (parte 1)...	90
Figura 35. Parámetros de vertido al sistema de saneamiento de la ría de Avilés (parte 2)...	91

1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de tecnologías avanzadas para la recuperación de calor, junto con una mayor concienciación sobre la importancia de la gestión energética eficiente está promoviendo la adopción de soluciones en un número creciente de sectores industriales. Entre estas soluciones se encuentran sistemas como la cogeneración, intercambiadores de calor de alto rendimiento y tecnologías avanzadas como el ciclo Rankine orgánico denominado ORC – por sus siglas en inglés *Organic Rankine Cycle* («Aprovechar la energía residual: Estrategias de gestión energética y recuperación de calor mh INDUSTRIAS», s.f.).

Estos avances se encuentran impulsados por la implementación de regulaciones ambientales más estrictas y por la disponibilidad de incentivos fiscales que favorecen la transición hacia tecnologías limpias. Estas medidas no solo mitigan el impacto ambiental, sino que potencian la competitividad de las empresas en un mercado global altamente exigente.

La gestión energética eficiente supone un factor crítico para reducir los costes operativos y mejorar la sostenibilidad industrial. En este sentido, la recuperación de calor residual se posiciona como una solución estratégica, ya que permite maximizar la eficiencia energética, reducir las emisiones de carbono y contribuir al cumplimiento de objetivos climáticos. Por ello, aunque la implementación inicial pueda enfrentarse a retos técnicos y económicos, los beneficios a largo plazo, tanto en términos de ahorro energético como de sostenibilidad la convierten en una inversión fundamental.

La estrategia ambiental de la entidad pública dedicada a la gestión integral de los residuos sólidos de Asturias, localizada en Serín (Gijón) y estudiada en este proyecto se sustenta en su compromiso con la eficiencia energética, la sostenibilidad, el fomento de la economía circular y la reducción de la huella de carbono.

2. OBJETO

En este Trabajo Fin de Máster (TFM), como objetivo general se pretende evaluar el potencial energético de los focos de calor residual actualmente detectados en el Centro de Tratamiento de Residuos (CTR) de esta empresa asturiana, derivados de los distintos procesos llevados a cabo en el mismo, así como las posibles alternativas para su reaprovechamiento energético.

El análisis de estas alternativas servirá como guía para la toma de decisiones de cara a optimizar la eficiencia energética de los procesos mediante el análisis técnico económico de la inversión en las instalaciones necesarias para el aprovechamiento energético de los focos de calor residual, su rentabilidad y períodos de amortización. Con este estudio, se busca, por tanto, alcanzar los siguientes objetivos específicos:

- Reducción del consumo energético en el CTR
- Reducción del coste asociado al consumo energético
- Aumento de la eficiencia de los equipos
- Implantación de mejoras tecnológicas económicamente viables
- Implantación de las Mejores Técnicas Disponibles (MTD's) para lograr una mayor sostenibilidad sin aumentos relevantes en los costes de operación

3. CONSIDERACIONES BÁSICAS

La recuperación de calor residual en industrias resulta esencial para mejorar la eficiencia energética y reducir el impacto ambiental. Muchas instalaciones generan grandes cantidades de calor como subproducto que finalmente no es aprovechado, lo que representa una oportunidad para optimizar los recursos y reducir costes operativos, contribuyendo a una mayor sostenibilidad y competitividad en el mercado.

Tradicionalmente, el sector industrial ha sido el mayor consumidor de energía en España. No obstante, a partir de los años 70, la implementación de medidas de ahorro y eficiencia energética, junto con la mejora de los procesos industriales mediante nuevas tecnologías ha permitido una optimización del consumo. Paralelamente, el notable incremento de la movilidad de personas y mercancías ha propiciado que el sector del transporte supere al industrial en términos de consumo energético. En resumen, la industria sigue siendo responsable del 31 % del consumo total de energía en España. («Industria | Idae», s.f.).

Este proyecto se inserta en un ámbito científico – tecnológico que abarca múltiples disciplinas, centrándose en la eficiencia energética y la sostenibilidad. El aprovechamiento del calor residual generado por los motores existentes en la planta de tratamiento de residuos ofrece diversas oportunidades para mejorar la eficiencia operativa y reducir el consumo energético externo. Este enfoque se enmarca dentro de un modelo de economía circular, promoviendo la optimización de recursos y reutilización de energía.

La implementación de las propuestas planteadas para llevar a cabo el aprovechamiento de calor residual requiere un análisis detallado de la tipología de fluido portador del calor residual, del rango de temperaturas de operación (emisor/consumidor), de la potencia necesaria del equipo receptor y del mecanismo de transferencia de calor. Para este último punto, será necesario un estudio de los materiales termorresistentes para garantizar una distribución eficiente del calor recuperado. («Aprovechar la energía residual: Estrategias de gestión energética y recuperación de calor mh INDUSTRIAS», s.f.)

Entre las principales tecnologías de aprovechamiento de calor residual en la industria se encuentran los intercambiadores de calor, el ORC y la cogeneración.

3.1 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten la transmisión de calor de un fluido caliente a otro de menor temperatura sin que ambos se mezclen. Estos sistemas hacen posible el aprovechamiento eficiente de la energía residual, reutilizando el calor recuperado para diversos procesos industriales, tales como la generación de vapor, el calentamiento de agua o la climatización de espacios.

Los fluidos primario y secundario están separados por una delgada pared metálica corrugada, lo que permite una transferencia de calor optimizada al generar las turbulencias necesarias para mejorar el rendimiento térmico. El intercambiador de placas compite directamente con el tradicional intercambiador de calor de carcasa y tubos. Aunque este último ha experimentado mejoras en eficiencia en los últimos años, presenta desventajas como un tamaño relativamente grande, distribución deficiente del fluido y dificultades para su limpieza. Además, los intercambiadores de carcasa y tubos tienden a generar pérdidas de carga elevadas. Por otro lado, los intercambiadores de placas están siendo cada vez más utilizados en diversas industrias, especialmente en el sector alimentario, debido a su eficiencia gracias a su elevada área de transmisión de calor y a su versatilidad. También presentan la ventaja de ser más fáciles de desmontar para operaciones de limpieza y mantenimiento que los de carcasa y tubos (Incropera y De Witt, 1999).

3.2 ORC

El ORC se trata de una tecnología innovadora capaz de transformar el calor residual en electricidad. Consiste en una variedad del ciclo Rankine que emplea un fluido orgánico cuyo punto de ebullición se produce a temperaturas más bajas que el cambio de fase de agua a vapor. De esta forma, este ciclo aprovecha fuentes de calor de baja temperatura, como la combustión de biomasa, el calor residual industrial o el calor geotérmico para convertirlas en trabajo mecánico, que, a su vez, es convertido en electricidad (admin, 2019).

La elección de un fluido de trabajo adecuado permite un caudal volumétrico apropiado, algo que resulta esencial para optimizar tanto el tamaño de turbina para cualquier nivel de potencia, como para determinar el tipo y tamaño de la bomba apropiada, los intercambiadores de calor y la regeneración en los ciclos avanzados (Babatunde y Sunday 2018). En este proceso de elección deben tenerse en cuenta algunas consideraciones básicas como:

- Capacidad de disolución en aceites lubricantes
- Seguridad y factores ecológicos
- Facilidad de manipulación
- Alta disponibilidad
- Consideraciones económicas

Existen estudios que demuestran que los hidrocarburos, especialmente los alcanos de elevado peso molecular, resultan ser el tipo de fluido de trabajo más adecuado, puesto que son estables y su inflamabilidad y explosividad pueden suprimirse añadiendo retardantes del fuego (Xi et al. 2015).

A continuación, se describe brevemente su funcionamiento:

El ciclo termodinámico ORC tiene su inicio en la bomba, desde donde se impulsa el fluido de trabajo hacia el evaporador. En este punto, el fluido absorbe el calor de la fuente térmica, transformándose en vapor. Este vapor es dirigido al expansor o turbina, donde su energía se convierte en trabajo mecánico, que posteriormente se transforma en electricidad mediante un generador. Para mejorar la eficiencia del sistema, el vapor expandido se aprovecha para precalentar el fluido líquido antes de ingresar al evaporador, utilizando un intercambiador de calor o regenerador. Finalmente, el vapor se condensa liberando calor a baja temperatura, que puede integrarse en un sistema de cogeneración, completando así el ciclo.

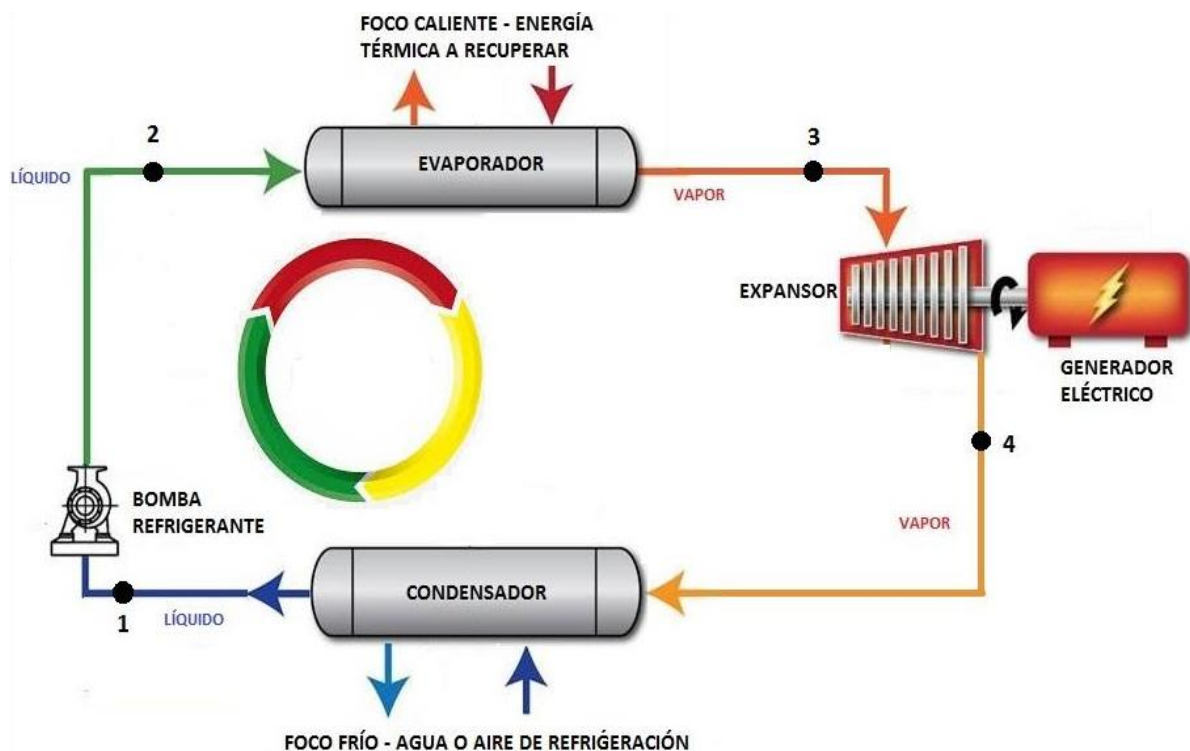


Figura 1. Esquema de funcionamiento ORC (admin, 2019)

En la actualidad, la selección de los procesos industriales más prometedores desde el punto de vista de la recuperación de energía y de la recuperación de gases de efecto invernadero (GEI) resulta un factor clave.

Existen estudios que demuestran que las industrias que se ajustan mejor a las oportunidades que ofrece el ORC para la producción de electricidad a partir de calor residual son las industrias del cemento, el vidrio, el acero, el petróleo y el gas, debido al elevado consumo energético que presentan (Campana *et.al*, 2013).

En la Tabla I se recogen los procesos más interesantes de cada una de estas industrias, seleccionados en función de parámetros como la cantidad de energía recuperable, la limpieza de la fuente de calor residual y el elevado número de horas de funcionamiento.

Tabla I. Procesos susceptibles de ser ajustables al ORC en diversas industrias

Industria	Procesos
Siderurgia	Hornos eléctricos de arco Trenes de laminación
Cemento	Producción de Clinker
Vidrio	Producción de vidrio flotado
Petróleo / Gas	Turbinas de gas en la compresión de gas Estaciones de almacenamiento de gas

A modo de ejemplo, en la Figura 2 se muestra un ORC integrado en la industria cementera, en la que se recupera calor de los ciclones de calentamiento, así como de los gases del enfriador del Clinker.

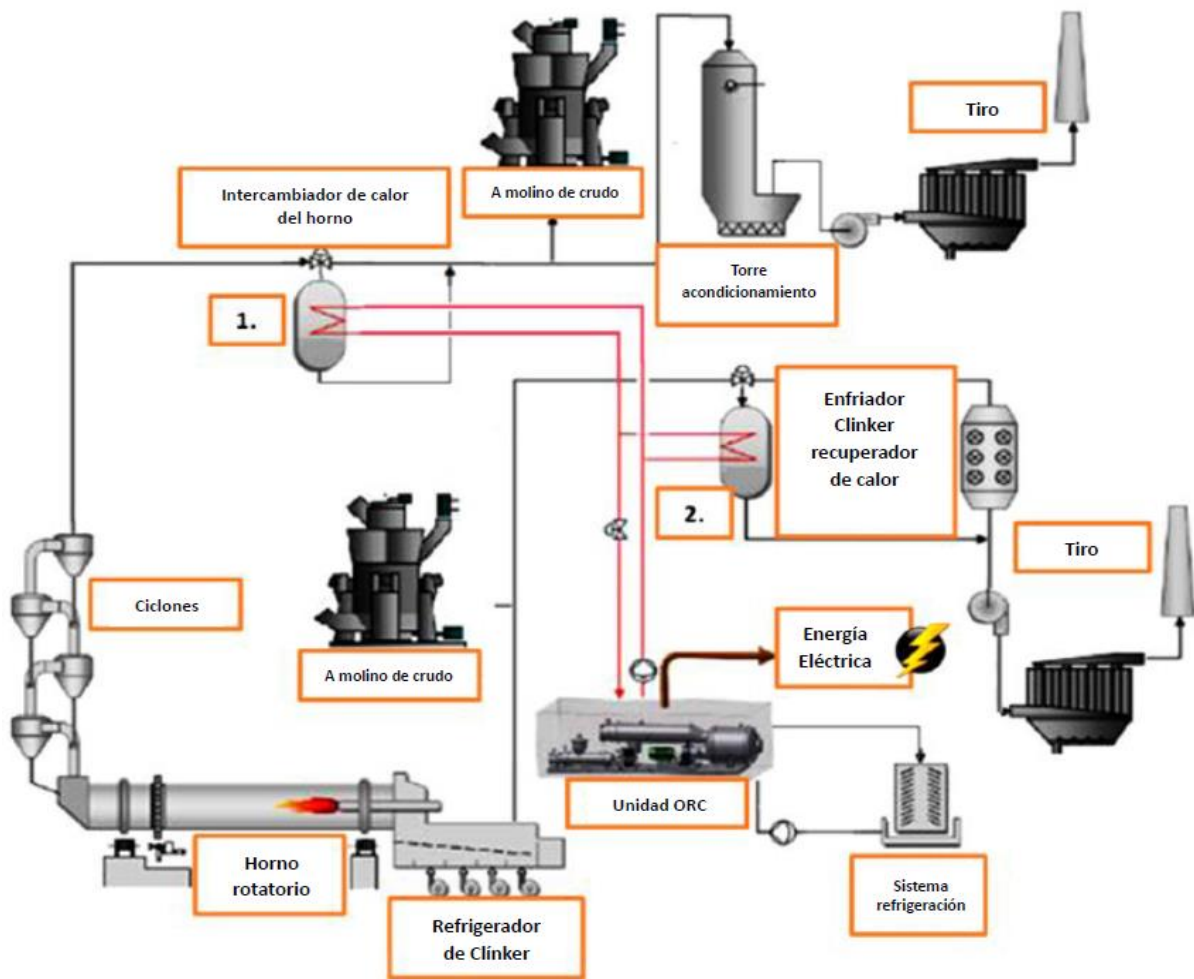


Figura 2. ORC en la industria cementera (Campana et.al, 2013).

3.3 COGENERACIÓN

La cogeneración, o producción combinada de calor y electricidad es una de las soluciones más eficientes para la recuperación de calor. Este sistema permite generar electricidad a partir de un proceso industrial y reutilizar el calor residual para otros fines, como calefacción, producción de vapor o incluso generación adicional de electricidad. La cogeneración optimiza el aprovechamiento energético de los recursos disponibles, permitiendo a las plantas operar con una eficiencia energética superior. A continuación, se muestra un esquema de un proceso de cogeneración de energía en el que se emplea una caldera de biocombustibles sólidos (aunque también aplicable para una caldera de biogás) para producir vapor y agua caliente. Posteriormente, el vapor generado puede utilizarse para producir electricidad en una turbina de vapor y, por otra parte, el agua caliente podría aprovecharse como fuente de energía térmica en procesos industriales o en sistemas de calefacción de distrito, entre otros.

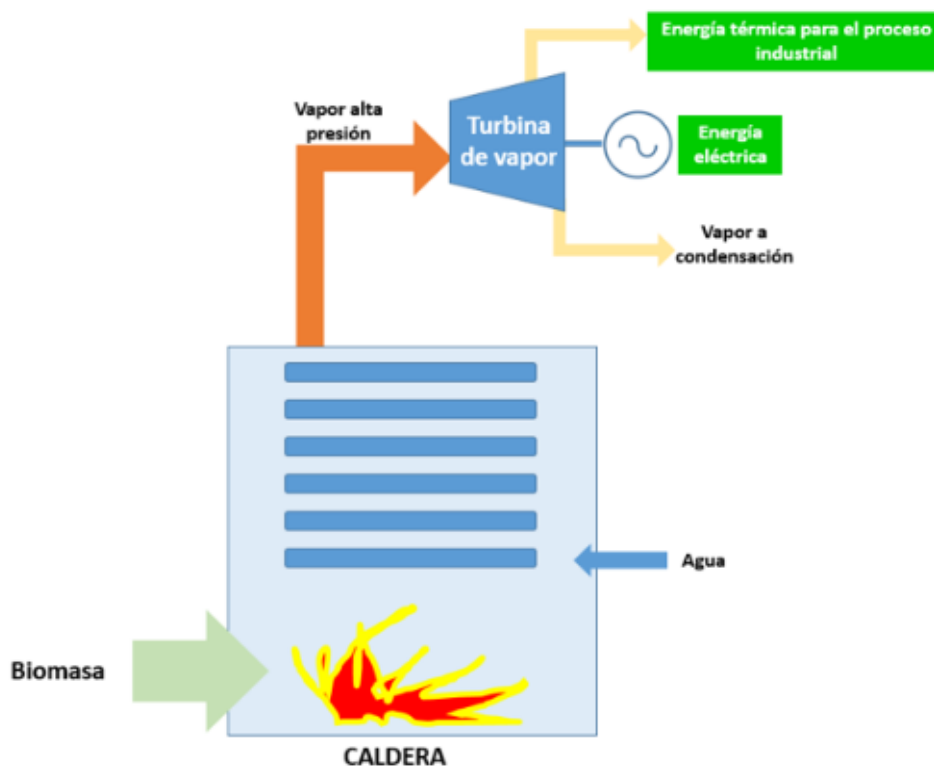


Figura 3. Ejemplo de cogeneración con caldera de biomasa («Cogeneración de alta eficiencia - El Portal de la Energía», 2024)

En la Tabla II se realiza una comparación entre las tecnologías de aprovechamiento de calor residual en industrias que se han descrito anteriormente, teniendo en cuenta factores como la capacidad de generación de energía, así como de aprovechamiento de calor residual, la

eficiencia total, la inversión inicial necesaria para implementar cada una de estas tecnologías y sus aplicaciones principales.

Tabla II. Comparación tecnologías de aprovechamiento de calor residual industrial

Tecnología	Generación electricidad	Aprovechamiento calor residual	Eficiencia total	Inversión inicial	Aplicaciones principales
Intercambiadores de calor	No	Sí	Media/Alta	Baja	Calefacción y calentamiento de fluidos
ORC	Sí	Opcional	Media	Media/Alta	Generación de electricidad a partir de calor residual
Cogeneración	Sí	Sí	Muy Alta	Alta	Electricidad y calor en procesos industriales y urbanos

El parámetro “Eficiencia total” mostrado en la Tabla II hace referencia a la cantidad de energía útil que es posible obtener de cada una de las tecnologías de aprovechamiento de calor estudiadas en relación con la cantidad de energía que es suministrada a estos equipos.

En el caso de los intercambiadores de calor, su eficiencia depende de factores entre los que se encuentran el diseño y las condiciones operativas, como el tipo de fluido y la diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío. A pesar de que no generan energía eléctrica, desempeñan un papel fundamental en procesos industriales en términos de recuperación y aprovechamiento de calor residual, mejorando la eficiencia energética global.

El ORC permite la generación de electricidad a partir de calor residual, aunque su eficiencia de conversión es limitada, situándose en valores en torno al 20 % para corrientes de calor residual con temperaturas entre 200 y 400 °C, mientras que para temperaturas superiores a 400 °C puede alcanzarse una eficiencia de hasta el 25 % (Campana *et.al*, 2013).

En cuanto a la cogeneración, esta tecnología emplea el calor residual de procesos industriales para transformarlo en electricidad, de manera que el rendimiento energético global en torno al 65 - 90 % («Cogeneración, la dualidad de la energía», s.f.)

En definitiva, la elección entre estas tecnologías se fundamenta en las necesidades específicas que presente cada aplicación. Por tanto, deben tenerse en cuenta factores como la disponibilidad de fuentes de calor, los requerimientos energéticos, la inversión inicial y costes operativos, así como el retorno de la inversión.

La relevancia de este Trabajo Fin de Máster (TFM) se fundamenta tanto en la mejora operativa y económica de la planta, como en la reducción del impacto ambiental y la sostenibilidad a largo plazo.

En primer lugar, el aprovechamiento de calor residual representa una mejora significativa en términos de eficiencia energética. Los motores generan calor como subproducto de su funcionamiento, siendo actualmente desperdiciado. La recuperación de este calor en otras partes y operaciones de la planta, como en el precalentamiento del aire de ingreso a una caldera, en la evaporación de lixiviados o incluso para climatizar áreas dentro de la instalación reduce de manera directa la dependencia de fuentes de energía externas. De esta forma no solo se consigue un ahorro económico, sino que también se optimizan los recursos de la planta, prolongando la vida útil de los motores, que se encuentran en su fase final de operación, y, disminuyendo la necesidad de inversión en nuevos equipos.

Esto se justifica debido a que, si no se lleva a cabo la gestión adecuada del calor residual de los motores, se contribuye al desgaste acelerado de los componentes internos debido a la exposición continua a altas temperaturas. Al aprovechar el calor residual de forma controlada, es posible que el motor opere en un rango térmico más equilibrado, evitando fluctuaciones extremas de temperatura que afecten a su rendimiento y a su vida útil. De esta manera, el motor no se somete a ciclos térmicos innecesarios que puedan dañar sus materiales y componentes.

El propósito de este TFM también se centra en la economía circular al maximizar el uso de la energía generada internamente. La aplicación de calor residual en procesos como la evaporación de lixiviados también mejora la gestión ambiental al reducir el volumen de residuos, favoreciendo prácticas más sostenibles.

Por otra parte, la implementación de tecnologías de recuperación y distribución de calor impulsa la innovación tecnológica dentro de la planta. Estos avances no solo mejoran la productividad y la competitividad de la instalación, sino que también posicionan a la organización como líder en prácticas de eficiencia energética y sostenibilidad, algo que cada día es más valorado tanto por los consumidores como por las autoridades regulatorias.

Aunque los beneficios del aprovechamiento del calor residual son evidentes, la implementación de tecnologías de recuperación de calor presenta varios desafíos. Entre ellos

se encuentran los elevados costes iniciales, puesto que la instalación de equipos como intercambiadores de calor o sistema de cogeneración requieren una inversión considerable. Además, puede resultar complicada la integración de los sistemas de recuperación de calor en los sistemas existentes, ya que algunos de los procesos industriales no están diseñados para integrar fácilmente estos sistemas. Por otra parte, los sistemas de recuperación de calor requieren un mantenimiento adecuado para garantizar su eficiencia y disminuir los costes operativos.

En resumen, este proyecto aborda simultáneamente desafíos económicos, operativos y ambientales, posicionando a la planta como un modelo de eficiencia, sostenibilidad e innovación tecnológica dentro del sector industrial y ambiental.

4. MATERIALES Y MÉTODOS

Con este estudio se pretende facilitar la toma de decisiones con el fin de optimizar la eficiencia energética de los procesos mediante el análisis técnico económico de la inversión en las instalaciones necesarias para el aprovechamiento energético de los focos de calor residual, su rentabilidad y períodos de amortización.

A continuación, se describen los trabajos que contempla este análisis y la metodología seguida para su desarrollo:

4.1 ANÁLISIS Y CARACTERIZACIÓN DE LOS FOCOS DE CALOR IDENTIFICADOS EN EL CTR

Se estudiarán los focos de calor identificados en el CTR susceptibles de ser aprovechados, realizando una descripción detallada de los mismos. Teniendo en cuenta los gradientes de temperatura, así como las propiedades y características de cada foco de calor, se evaluará su viabilidad de aprovechamiento posterior. En relación con cada foco de calor considerado, se hará lo siguiente:

- Descripción técnica del foco de calor identificado y su geoposicionamiento dentro del CTR.
- Estimación de la potencia calorífica nominal disponible
- Estimación de la energía anual disponible

Para calcular la cantidad de calor residual de cada uno de los focos que puede ser aprovechada se empleará la ecuación 1, que relaciona la energía calorífica ganada o perdida (kW) con el calor específico de la sustancia (kJ/kg °C), su flujo másico (kg/s) y la diferencia de temperatura (°C) (Incropera y De Witt, 1999):

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [1]$$

En los focos de calor objeto del presente estudio están involucrados diferentes fluidos de los cuales es necesario determinar su calor específico. En concreto, se trata de agua, agua glicolada y gases de escape de combustión. A continuación, se muestran los valores del calor específico considerados en cada caso.

Tabla III. Calor específico del agua y del agua glicolada (Felder y Rousseau, 2004).

Fluido	Calor específico (kJ/kg °C)	
Agua	4,180	
Agua glicolada (10% etilenglicol)	Circuito HT	4,188
	Circuito LT	4,182

La determinación del calor específico de los gases de combustión de los motores de exportación y del motor de autoconsumo se ha llevado a cabo mediante dos métodos:

Método 1: Proporcionado por la “Guía Técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia” establecida por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, IDAE:

$$c_p = 0,9952 + 92,1 \cdot 10^{-6} \cdot T \quad [2]$$

Método 2: Se trata de un método gráfico. El calor específico se determina a partir de una gráfica que representa el calor específico de esta tipología de gases frente a la temperatura.

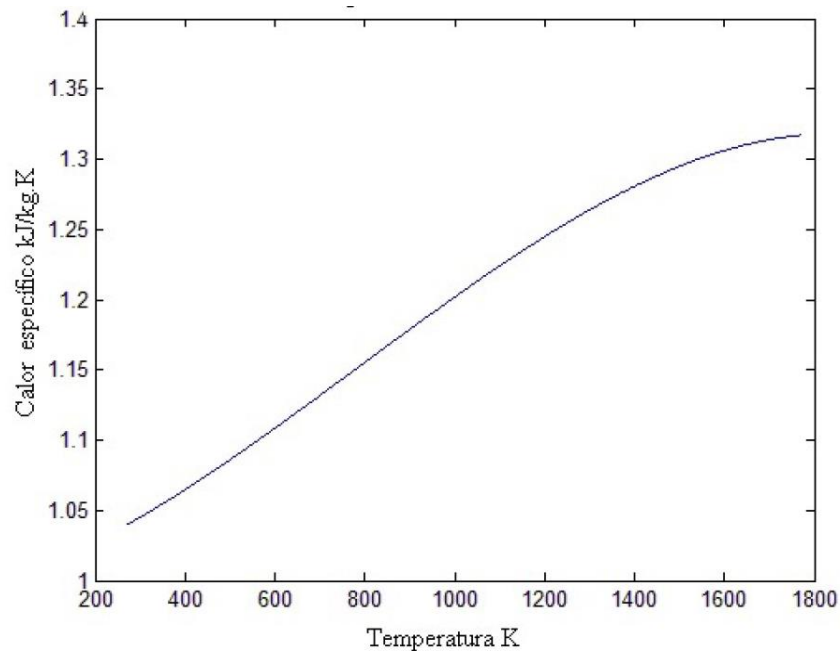


Figura 4. Calor específico gases de escape en función de la temperatura (Llerena, 2018)

Finalmente, para el calor específico de los gases de escape de los motores de combustión se ha considerado el valor obtenido mediante la expresión facilitada por IDAE, ya que este método resulta más veraz, siendo, no obstante, los resultados obtenidos por ambos métodos muy similares, como puede observarse en la Tabla XLVI del Anexo a esta memoria.

Para cada una de las corrientes de los circuitos de refrigeración se consideran las siguientes densidades para el cálculo del calor recuperado, tomadas como la densidad del fluido a la temperatura media de la corriente (Felder y Rousseau, 2004).

Tabla IV. Densidades consideradas para el cálculo del calor recuperado.

Foco	Corrientes	Densidad (kg/m ³)
Balsas de permeado		994
Motores WAUKESHA L5790 GLD	Circuito refrigeración HT (106 / 102,5 °C) Circuito refrigeración LT (44,5 / 32 °C)	954 993
Motores WAUKESHA L7042 GLD	Circuito refrigeración HT (106 / 101,8 °C) Circuito refrigeración LT (46,2 / 32 °C)	956 996
Motor DEUTZ TBG 620 V16K	Circuito refrigeración HT (92 / 82 °C) Circuito refrigeración LT (43 / 40,8 °C)	967 992
Motor GUASCOR FGLD 360	Circuito refrigeración HT EG 10 % (90 / 84,4 °C) Circuito refrigeración LT RG 10 % (83,3 / 80 °C)	967 972

Para la determinación de las potencias térmicas se han realizado las siguientes consideraciones básicas:

- En el caso de los gases de combustión se ha considerado una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de 150 °C para los motores de exportación y de 200 °C para el motor de autoconsumo. De esta forma, se pretende aprovechar todo el calor disponible en el foco, pero evitando la condensación de derivados de azufre, puesto que se asegura una salida de los gases en ambos sistemas por encima de los 200 °C (Zuo *et al.*, 2020).
- Para las balsas de permeado de lixiviados se considera una diferencia de temperatura de 10 °C.
- En aquellos casos en lo que se dispone de un circuito de agua, se tomará como referencia en los cálculos la diferencia de temperatura existente entre la corriente de ingreso y la corriente de retorno, de manera que no se modifique el funcionamiento térmico de los retornos de refrigeración en caso de contar con el aprovechamiento de estos circuitos.

En cuanto a la energía anual disponible, para su determinación se ha considerado una operación 24/7 durante 333 días al año, puesto que el resto del tiempo los motores existentes se encuentran fuera de servicio debido a operaciones de limpieza y mantenimiento, mientras

que en el caso de la balsa de permeado de lixiviados, la producción de lixiviados tiene lugar 24/7 durante los 365 días del año.

4.2 IDENTIFICACIÓN DE LOS POSIBLES PUNTOS DEMANDANTES DE ENERGÍA CALORÍFICA

Se identificarán todos los puntos susceptibles de ser demandantes de calor tanto por la energía térmica consumida, como por la temperatura de operación requerida. En cada posible punto de aprovechamiento de calor se hará lo siguiente:

- Descripción técnica del punto de demanda de calor y su geoposicionamiento dentro del CTR
- Estimación de la potencia calorífica demandada
- Estimación de la energía anual requerida

4.3 EVALUACIÓN Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA EL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO

Se evaluarán y analizarán las alternativas para el aprovechamiento energético del foco con su consumidor asociado, valorando los rendimientos energéticos de las instalaciones y el aprovechamiento de los focos de calor viables. Para la elección de la mejor propuesta de actuación se aplicarán criterios técnico – económicos y se incluirá en esta memoria un presupuesto estimativo de las principales partidas económicas que componen la inversión necesaria. Asimismo, también se determinarán los ahorros previstos y el tiempo de retorno de la inversión.

La determinación de las especificaciones técnicas de los equipos necesarios para implementar las propuestas planteadas requiere analizar previamente el comportamiento del proceso en las condiciones de operación deseadas mediante el software de simulación *Symmetry*.

4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO-FINANCIERO

El análisis económico financiero de las actuaciones propuestas se llevará a cabo realizando el estudio de amortización de la inversión, ratios económicos, etc.

Para el desarrollo de este punto se ha utilizado el Software *Presto* para la elaboración del presupuesto de cada propuesta, una herramienta ampliamente empleada en la gestión de costes y presupuestos de proyectos de construcción y obras.

Por otra parte, para calcular el ahorro que supondría la implantación de cada propuesta en la planta, la empresa de gestión de residuos ha proporcionado el precio (€/kWh) del principal

combustible actual de los motores (biogás) en el momento de redacción de este proyecto, mientras que el coste del kWh eléctrico considerado ha sido el establecido por el OMIE (Operador del Mercado Ibérico de Energía).

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1 IDENTIFICACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LOS FOCOS DE CALOR DEL CTR

En este apartado se identificarán todos los focos de calor en el CTR susceptibles de ser aprovechados y se describirán detalladamente. Posteriormente, se estudiará su viabilidad de aprovechamiento.

Los focos de calor identificados en el CTR son los siguientes:

- Balsa del permealado existente en el área de tratamiento de lixiviados
- Motores de generación de energía eléctrica
- Motor de autoconsumo del área de residuos peligrosos y tratamiento de lixiviados

5.1.1 Balsa de permealado de lixiviados

Los lixiviados generados en los vertederos de esta empresa se recogen y almacenan hasta su tratamiento final. El CTR cuenta con una planta de tratamiento de lixiviados basada en el proceso BIOMEMBRAT®, donde se tratan los lixiviados producidos en el vertedero de residuos no peligrosos (RNP), así como efluentes de la planta Físico-Química, Marpol, los lixiviados procedentes del vertedero de residuos peligrosos (RP) y otras aguas residuales susceptibles de depuración biológica.

El sistema de tratamiento se basa principalmente en una depuración biológica mediante bacterias nitrificantes y desnitrificantes (proceso de nitrificación - desnitrificación) en reactores a presión. Finalizada la depuración biológica, se pasa a la fase de ultrafiltración en la que se separa la biomasa generada del agua tratada (permealado).

Actualmente, el efluente tratado se almacena en una balsa, desde la cual se bombea al Colector Interceptor General de la margen derecha de la ría de Avilés. Se trata de un colector de efluentes industriales.

En la Tabla V se muestra una analítica de las corrientes de permealado proporcionada por el Centro de Tratamiento de Residuos.

Tabla V. Analítica de las corrientes de permeado.

PARÁMETRO	Permeado (existente)	UNIDAD	Permeado (ampliación)	UNIDAD
Fosfatos (P)	12,7	mg/L	16	mg/L
Nitratos (NO_3^- / N)	572	mg/L	468	mg/L
Nitritos (NO_2^- / N)	< 3	mg/L	6	mg/L
Alcalinidad total (mg CaCO_3/L)	14	mmol/L	4,6	mmol/L
DQO (O_2)	1370	mg/L	1.280	mg/L
Amonio (NH_4^+ / N)	28,5	mg/L	6,3	mg/L
Cloruros	2500	mg/L	2.600	mg/L
Conductividad	14880	$\mu\text{S}/\text{cm}$	14.980	$\mu\text{S}/\text{cm}$
pH	6,54	unidad	6,54	unidad
ST (Sólidos Totales)	-	-	11.315	mg/L
Temperatura	36	$^\circ\text{C}$	36	$^\circ\text{C}$
Caudal	30	m^3/h	10	m^3/h

Por tanto, se cuenta con una corriente conjunta de permeado a una temperatura de $36\text{ }^\circ\text{C}$, que constituye un potencial foco de calor susceptible de suplir todas o parte de las necesidades energéticas de otras instalaciones existentes en el CTR.

Para el cálculo del calor aprovechable en la balsa de permeado se han considerado las propiedades físicas y termodinámicas del agua, puesto que se trata de un agua residual con concentraciones de contaminantes despreciables a efectos del cálculo del calor portador, como puede observarse en la Tabla V.

Considerando una diferencia de temperatura de $10\text{ }^\circ\text{C}$, se calcula el calor recuperable en las balsas de permeado a partir de la ec.1, obteniéndose los resultados mostrados en la Tabla VI.

Tabla VI. Calor potencialmente aprovechable de la balsa de permeado de lixiviados

FOCO: LIXIVIADOS	Q (kg/h)	$T_{\text{entrada}}\text{ (}^\circ\text{C)}$	$\frac{Q_{\text{recuperado total}}\text{ (kW)}}{\Delta T = 10^\circ\text{C}}$	Energía anual disponible (MWh)
Balsas permeado	39.748	36	462	4.043

5.1.2 Motores de generación de energía eléctrica

Uno de los principales centros para el aprovechamiento del biogás generado en el CTR consiste en una planta con 8 GENSET provistos de motores que emplean biogás como

combustible para producir electricidad. A continuación, se describen tanto el número como las características de los motores presentes en la planta de generación eléctrica:

- 5 motores WAUKESHA modelo L5790 GLD
- 2 motores WAUKESHA modelo L7042 GLD
- 1 motor DEUTZ modelo TBG 620 V16K

Todos los motores tienen en común tres focos de calor: dos circuitos de refrigeración, uno del bloque de cilindros (HT) y otro de aceite (LT). El tercer foco se trata del correspondiente a los gases de escape de combustión. A continuación, se cuantificará el calor aprovechable en cada uno de los tres focos identificados.

Calor potencialmente aprovechable de los gases de escape de los motores:

Tabla VII. Características motores WAUKESHA L5790 GLD

Motor Waukesha L5790 GLD (x5)		
Combustible: biogás		
Consumo combustible	kW	2.234
Caudal gases de escape	kg/h	4.957
Temperatura gases de escape	°C	339

Tabla VIII. Características motores WAUKESHA L7042 GLD

Motor Waukesha L7042 GLD (x2)		
Combustible: gas natural o biogás		
Consumo combustible	kW	2.725
Caudal gases de escape	kg/h	5.836
Temperatura gases de escape	°C	365

Tabla IX. Características motor DEUTZ TBG 620 V16K

Motor DEUTZ TBG 620 V16K (x1)				
Combustible: biogás				
Carga		100%	75%	50%
Consumo combustible	kW	3.340	2.592	1.768
Caudal gases de escape	kg/h	6.693	5.160	3.560
Temperatura gases de escape	°C	487	489	499

Tabla X. Calor potencialmente aprovechable gases combustión motores de exportación

FOCO: GASES COMBUSTIÓN	Q (kg/h)	T _{entrada} (°C)	Q recuperado (X1) (kW)	Q recuperado-total (kW)	Energía anual disponible (MWh)
			$\Delta T = 150^{\circ}\text{C}$		
WAUKESHA					
Modelo L5790 GLD (x5)	4.957	339	212	1.060	8.472
WAUKESHA					
Modelo L7042 GLD (x2)	5.836	365	250	500	3.999
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	6.693	487	290	290	2.318

La refrigeración de la lubricación de los motores, en el caso de estos equipos, se realiza mediante dos circuitos, uno para el bloque de cilindros (HT) y otro para el aceite (LT).

En las Tablas XI y XII se indica la energía térmica aprovechable del circuito de refrigeración HT y LT, respectivamente.

Tabla XI. Calor potencialmente aprovechable circuito HT motores de exportación

REFRIGERACIÓN MOTORES (CIRCUITO REFRIGERACIÓN "HT")						
FOCO: REFRIGERACIÓN MOTORES HT	Q (m ³ /h)	T _{entrada} (°C)	T _{salida} (°C)	Q recuperado(x1) (kW)	Q recuperado total (kW)	Energía anual disponible (MWh)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	139	106	102,5	539	2.694	22.437
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	139	106	101,8	648	1.295	10.353
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	89,45	92	82	1005	1.005	8.029

Tabla XII. Calor potencialmente aprovechable circuito LT motores de exportación

REFRIGERACIÓN MOTORES (CIRCUITO REFRIGERACIÓN "LT")						
FOCO: REFRIGERACIÓN MOTORES LT	Q (m ³ /h)	T _{entrada} (°C)	T _{salida} (°C)	Q _{recuperado(x1)} (kW)	Q _{recuperado} total (kW)	Energía anual disponible (MWh)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	16	44,5	32	231	1.153	9.214
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	16	46,2	32	263	525	4.197
DEUTZ TBG Modelo 620 V16K	34,88	43	40,8	88	88	706

5.1.3 Motor de autoconsumo

Otro de los posibles centros de aprovechamiento de biogás en el CTR es un motor de autoconsumo GUASCOR FGLD 360 localizado en el área de residuos peligrosos y tratamiento de lixiviados.

De forma análoga a los motores de exportación de energía eléctrica, es posible aprovechar el calor de refrigeración en alta y baja temperatura (HT y LT) y el calor residual de los gases de combustión.

En la Tabla XIII se recogen los caudales de gases de escape y las temperaturas alcanzadas, mientras que en la Tabla XIV se muestra el calor aprovechable en este foco.

Tabla XIII. Características motor GUASCOR FGLD 360

Motor Guascor FGLD 360 (x1)					
Combustible: gas natural					
Carga		100%	80%	60%	40%
Consumo combustible	kW	1.485	1.225	960	700
Caudal gases de escape	kg/h	3.180	2.590	2.010	1.500
Temperatura gases de escape	°C	403	407	416	424

Tabla XIV. Calor potencialmente aprovechable gases combustión motor de autoconsumo

FOCO: GASES COMBUSTIÓN	Q (kg/h)	T _{entrada} (°C)	Q _{recuperado} (X1) (kW)	Energía anual disponible (MWh)
			$\Delta T = 200^{\circ}\text{C}$	
Modelo FGLD 360	3.180 (100%)	403	183	1.458

En las Tabla XV y XVI se indica el calor aprovechable en el circuito de refrigeración de alta temperatura y de baja temperatura del motor de autoconsumo, respectivamente. En este caso, el circuito está compuesto por agua glicolada (EG 10%).

Tabla XV. Calor potencialmente aprovechable del circuito HT del motor de autoconsumo

CIRCUITO PRIMARIO REFRIGERACIÓN MOTOR AUTOCONSUMO HT					
FOCO:	Q (m ³ /h)	T _{entrada} (°C)	T _{salida} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía anual disponible (MWh)
REFRIGERACION MOTOR HT					
GUASCOR FGLD	60	90	84,4	378	3.022

Tabla XVI. Calor potencialmente aprovechable del circuito LT del motor de autoconsumo

CIRCUITO PRIMARIO REFRIGERACIÓN MOTOR AUTOCONSUMO LT					
FOCO:	Q (m ³ /h)	T _{entrada} (°C)	T _{salida} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía anual disponible (MWh)
REFRIGERACIÓN MOTOR LT					
GUASCOR FGLD	25	83,3	80	93	744

5.2 RESUMEN DE CALORES POTENCIALMENTE APROVECHABLES

A modo de resumen, en la Tabla XVII se indica el calor residual potencialmente aprovechable en cada uno de los focos descritos anteriormente, así como el fluido caloportador y sus temperaturas máximas utilizables.

Tabla XVII. Resumen de calores recuperables en focos de calor identificados

FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MWh/año)
Balsas permeado	Lixiviado	36	462	4.043
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Agua	106	2.694	22.437
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Agua	106	1.295	10.353
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	Agua	92	1.005	8.029
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Agua	44,5	1.153	9.214
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Agua	46,2	525	4.197
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	Agua	43	88	706
GUASCOR FGLD	Agua 90%+ETG 10%	90	378	3.022
GUASCOR FGLD	Agua 90%+ETG 10%	83	93	744

FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Gases combustión	339	1.060	8.471
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Gases combustión	365	500	3.999
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	Gases combustión	487	290	2.318
GUASCOR FGLD	Gases combustión	403	182	1.458

5.3 LOCALIZACIÓN DE LOS FOCOS DE CALOR EN EL CTR

En la siguiente imagen aérea del CTR se identifican los tres focos de calor descritos previamente.

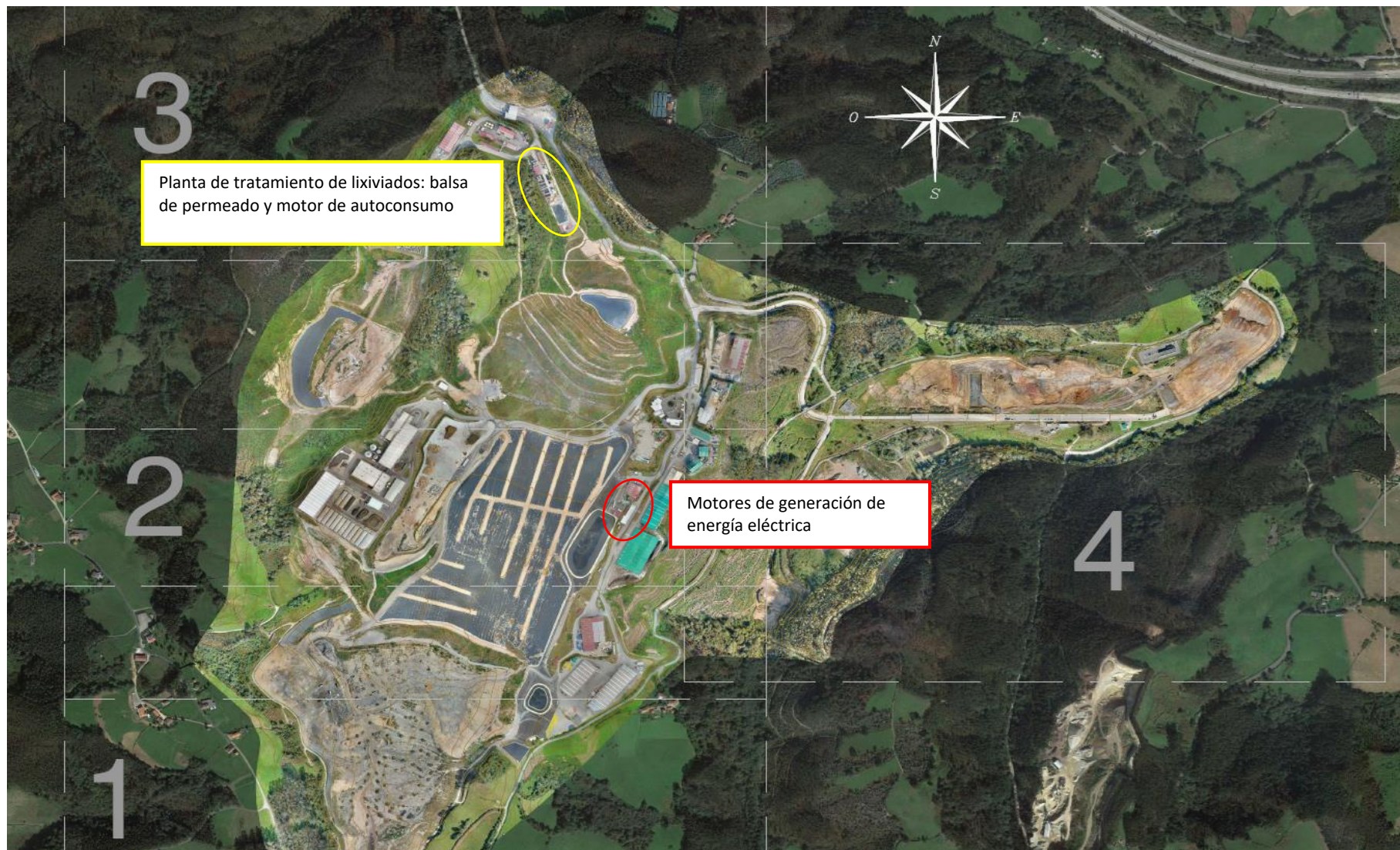


Figura 5. Vista aérea global del CTR

5.4 POSIBLES DESTINOS FINALES DE LOS CALORES RECUPERADOS

En este apartado se definirán los posibles destinos finales de los calores potencialmente recuperados de las instalaciones analizadas anteriormente.

Se han identificado los siguientes sistemas presentes en el CTR que pueden ser susceptibles de aprovechamiento del calor cedido en los focos de calor identificados (González, 2004):

1. Caldera de higienización y biodigestión
2. Horno rotativo de incineración de residuos hospitalarios y caldera de recuperación de calor
3. Ciclo Rankine
4. Instalación lixiviados
5. Tanques de calentamiento de aceite del área de RP
6. Vestuarios y oficinas

A continuación, se realiza una descripción técnica de los posibles destinos finales del calor de los focos analizados y se determina la potencia calorífica demandada y la energía anual requerida.

5.4.1 Caldera de higienización y biodigestión

La caldera de higienización y digestión se encuentra en el área de biometanización. Se trata de una caldera pirotubular con las características técnicas que se recogen en la Tabla XVIII.

Tabla XVIII. Características técnicas caldera pirotubular

Marca	EUROBLOC-SUPER
Modelo	1.500
Combustible	Biogás
Presión nominal de gas (mbar)	200
Consumo nominal (Nm ³ /h)	326
Potencia nominal (kW)	1.896
Potencia útil (kW)	1.744
Presión máxima circuito agua (bar)	6
Temperatura máxima servicio (°C)	110
Tensión (V)	400
Frecuencia (Hz)	50

Como puede verse en la Tabla XVIII, la caldera presenta una potencia útil de 1.744 kW y una temperatura máxima de servicio de 110 °C.

Actualmente, esta caldera se emplea para el suministro de agua caliente a los procesos de higienización y digestión llevado a cabo en el CTR. El rango de temperatura deseado se encuentra entre los 40 – 60 °C, por lo que, para esta aplicación, se postulan como posibles candidatos, tanto por la potencia térmica disponible, como por la temperatura de operación, focos de calor que se muestran en la Tabla XIX.

Tabla XIX. Focos de calor candidatos para el suministro de energía calorífica a la caldera de higienización y biodigestión

FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Agua	106	2.694	22.437
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Agua	106	1.295	10.353
DEUTZ ModeloTBG 620 V16K	Agua	92	1.005	8.029

FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Gases combustión	339	1.060	8.471
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Gases combustión	365	500	3.999
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	Gases combustión	487	290	2.318

5.4.2 Horno de incineración de residuos MER y hospitalarios

El horno rotativo de incineración de residuos hospitalarios constituye, junto con la caldera de recuperación de calor, uno de los equipos más importantes en términos de demanda térmica. Se trata de un horno rotatorio que opera a una temperatura superior a 1.000 °C empleado para la incineración de residuos peligrosos.

Los gases producidos en la combustión son conducidos al postcombustor, donde se oxidan a una temperatura de 1.150 °C. Se estima una producción de gases de combustión de unos 9.800 Nm³/h, los cuales son introducidos a la entrada de la caldera de recuperación de calor.

5.4.3 Caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación de calor se trata de una caldera acuotubular con sobrecalentador y economizador. Presenta una potencia térmica de 4.062 kW y una temperatura máxima de servicio de 243 °C.

Para determinar el aprovechamiento del calor recuperado en los focos de calor identificados anteriormente para uso bien en el horno de incineración de residuos o bien en el ciclo Rankine en el que interviene la caldera de vapor, se han estudiado estos dos últimos procesos en detalle.

Se realiza un balance de materia y energía al generador de vapor, empleando para ello los datos suministrados del consumo de biogás en quemadores del horno y producción de vapor en dos supuestos:

1. Condiciones máximas
 - a. Caudal de biogás: 1.000 m³/h
 - b. Caudal másico de vapor: 6,6 t/h (dato de diseño de la caldera)
2. Condiciones de operación habituales
 - a. Caudal de biogás: 800 m³/h
 - b. Caudal másico de vapor: 5 t/h

(*) Se supone una composición del biogás de un 50 % en metano y un 30 % en CO₂. (Jameel *et al.*, 2024).

Condiciones máximas

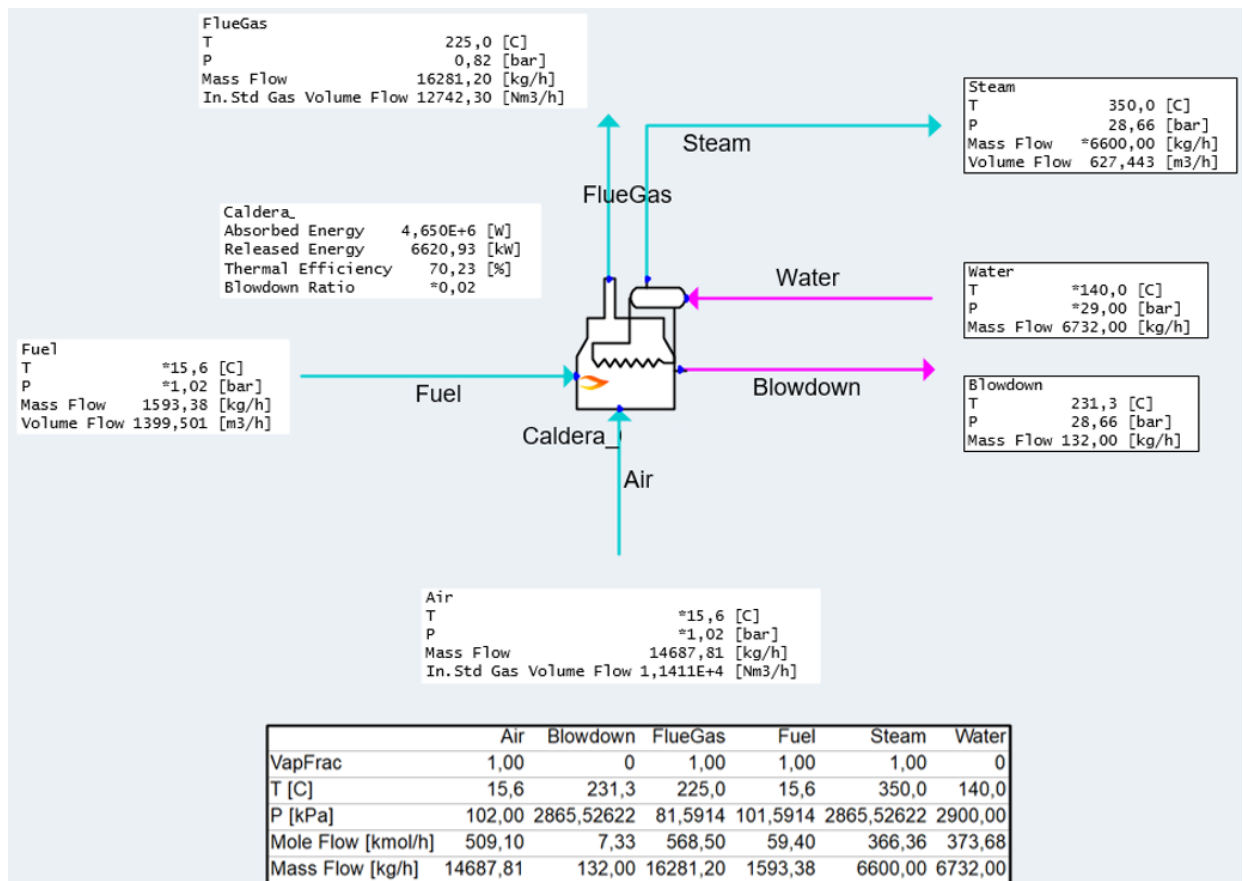


Figura 6. Balance materia y energía generador de vapor condiciones máximas operación

Condiciones de operación habituales

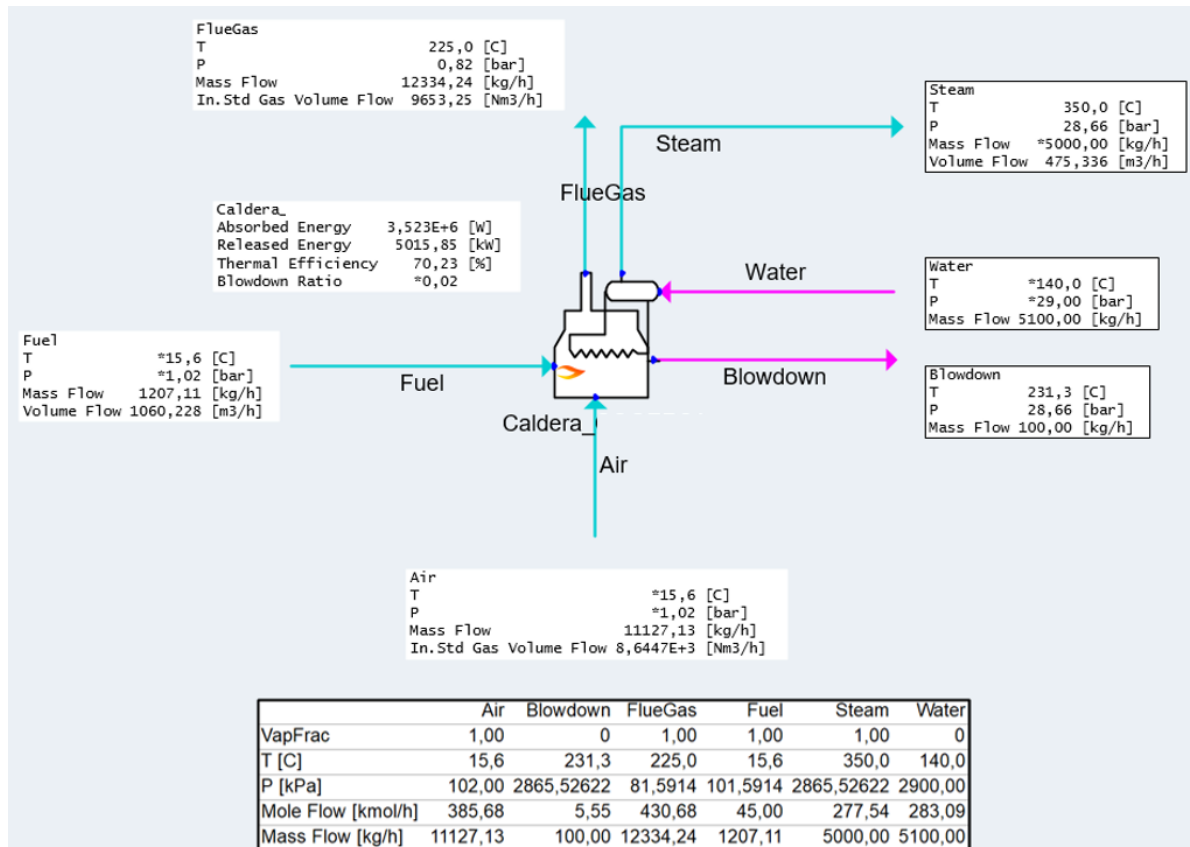


Figura 7. Balance materia y energía al generador de vapor condiciones habituales de operación

Tras llevar a cabo la simulación del funcionamiento de la caldera en condiciones máximas, se obtiene una generación de gases de combustión de 12.742 Nm³/h. Para este supuesto se precisa un caudal de aire a la entrada de 12.375 Nm³/h (14.688 kg/h), para el cual se dimensionará el precalentador de aire que se pretende instalar.

Ciclo Rankine:

Se realiza un balance de materia y energía al ciclo Rankine, para lo que se consideran los datos suministrados por la empresa de tratamiento de residuos en las distintas etapas del ciclo. A continuación, se muestran los resultados de la simulación.

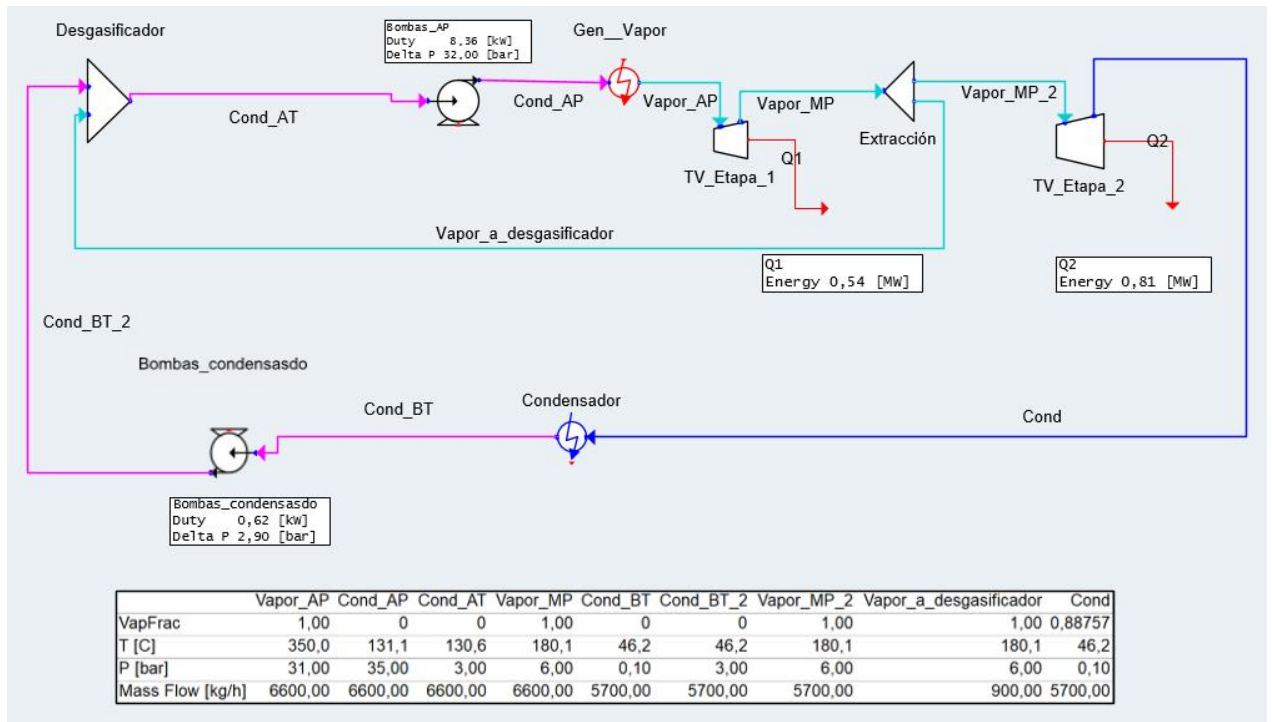


Figura 8. Balances de materia y energía al ciclo Rankine

Para el ciclo Rankine no se ha encontrado ninguna corriente susceptible de ser optimizada, puesto que, salvo la corriente obtenida a la salida del condensador, todas las demás corrientes se encuentran a temperaturas superiores a las disponibles en los focos.

En este sentido, solamente sería susceptible de optimizar la corriente de condensados a entrada del desgasificador térmico, ya que su temperatura es de unos 46 °C. Mediante un incremento de la temperatura de esta corriente se requiere menor cantidad de vapor a la entrada del desgasificador térmico para alcanzar la temperatura deseada en aspiración de las bombas de alta presión. Sin embargo, la misión del vapor en este equipo consiste en incrementar la temperatura de la corriente de ingreso a las bombas de alimentación a caldera y en eliminar el oxígeno disuelto en el agua de aporte mediante el proceso físico que tiene lugar en el domo del desgasificador. En él, se eliminan los gases disueltos en un agua desmineralizada aprovechando su insolubilización a una temperatura por encima de los 105°C. («Desgasificación-terrnica», s.f.)

Por tanto, en este caso solamente el precalentamiento del aire de combustión del horno de incineración de residuos MER (Material Específico de Riesgo) y hospitalarios se presenta como la opción más razonable para el aprovechamiento de calor recuperado de los focos. La potencia térmica necesaria para llevar a cabo este precalentamiento se determina partiendo del caudal y la temperatura del aire a entrada del horno y la temperatura deseada a la salida (Huallpachoque, 2017).

Condiciones de contorno:

- Caudal de aire de combustión: 14.603 kg/h
- Temperatura ambiente considerada: 15 °C
- Temperatura deseada a salida del precalentador: > 100 °C
- Temperatura disponible en foco con fluido agua: 106 °C
- Incremento de temperatura posible en retorno foco con fluido agua: 5°C

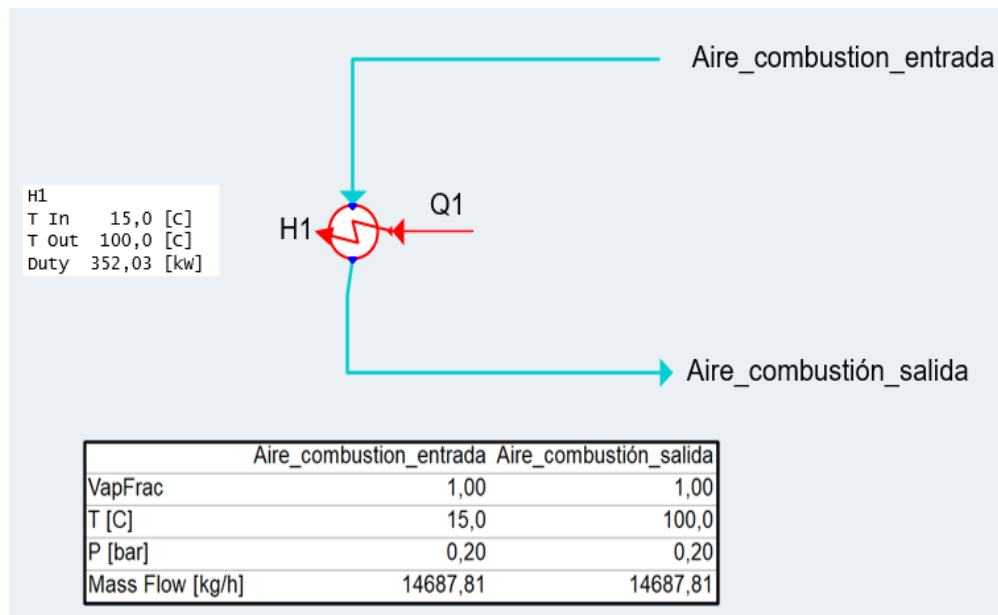


Figura 9. Balance al precalentador de aire de combustión

La potencia térmica demandada es de 350 kW. Suponiendo un funcionamiento de 8.000 horas al año, se obtiene una demanda de energía térmica de 2.800 MWh.

Los focos candidatos por proximidad, potencia térmica disponible y temperatura de operación son los siguientes:

Tabla XX. Focos de calor candidatos para el precalentamiento del aire de combustión

FOCO	Fluido	$T_{\text{máx}}$ (°C)	$Q_{\text{recuperado}}$ (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Agua	106	2.694	22.437
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Agua	106	1.295	10.353

Tabla XXI. Focos de calor candidatos para el precalentamiento del aire de combustión (continuación)

FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Gases combustión	339	1.060	8.471
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Gases combustión	365	500	3.999
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K	Gases combustión	487	290	2.318

5.4.4 Evaporación de lixiviados

Actualmente en la planta se producen 40 m³/h 24/7 de lixiviados, por lo que la producción anual se puede estimar en 350.400 m³.

Se pretenden evaporar unos 10 m³/h de la corriente de lixiviados producida, de manera que se reduzca el caudal de lixiviados que debe ser sometido a tratamiento posteriormente. De esta forma se reduce también el permeado, es decir, el efluente de salida de la Planta de Tratamiento de lixiviados.

Para evaporar 1 m³/h de agua en un evaporador de simple efecto se requiere una potencia térmica de unos 600 kW, por lo que, para evaporar 10 m³/h se precisan 6.000 kW en un evaporador de simple efecto.

En el caso de un evaporador de triple efecto, la energía requerida sería de unos 2.500 kW, según indica el fabricante. Por tanto, la energía anual necesaria para evaporar lixiviados en un año considerando un evaporador de triple efecto sería de 21.900 MWh.

El ahorro energético que se logra al emplear un evaporador de triple efecto frente a uno de simple efecto se debe a que en el caso de los evaporadores de múltiple efecto el calor suministrado en el primer efecto se emplea para vaporizar el solvente y, a su vez, este vapor se emplea como medio de calentamiento en la siguiente etapa y así sucesivamente, hasta que el vapor generado en el último efecto se envía al condensador. Sin embargo, en caso de que se utilice un único evaporador, el vapor procedente del líquido en ebullición se desecha y se condensa, sin reutilización de energía térmica, de forma que su eficiencia energética es baja. Dado que la evaporación es una de las operaciones unitarias que mayor consumo de energía requiere, la evaporación de múltiple efecto supone una manera muy efectiva de

minimizar tanto el consumo de energía como el de agua de refrigeración necesaria en el condensador («Fundamentos de la evaporación al vacío | Evaporadores | Condorchem Enviro Solutions» [s.f.]).

Por otra parte, el rango de temperatura deseado se encuentra por encima de los 100 °C, por lo que, para esta aplicación se postulan como posibles candidatos por proximidad, potencia térmica disponible y por temperatura de operación, los siguientes focos de calor:

Tabla XXII. Focos de calor candidatos para el suministro de energía calorífica para la evaporación de lixiviados

FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MW/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Agua	106	2.694	22.437
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Agua	106	1.295	10.353
FOCO	Fluido	T _{máx} (°C)	Q _{recuperado} (kW)	Energía disponible (MW/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Gases combustión	339	1.060	8.471
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Gases combustión	365	500	3.999
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K (x1)	Gases combustión	487	290	2.318

5.4.5 Tanques de calentamiento de aceite del área de RP

Los tanques de calentamiento de aceite se encuentran en el área de RP y disponen de una resistencia calefactora que permite mantener una temperatura constante de 80 °C en el interior de los tanques.

La resistencia eléctrica presenta una temperatura de operación de 135 °C y una potencia térmica de 65 kW. Se desconocen las horas de funcionamiento anuales, por lo que no puede obtenerse una demanda de energía anual certera.

El único foco que, por proximidad y dadas las características del punto de demanda, sería susceptible de aprovechamiento es el de las balsas de permeado que resultan del tratamiento de lixiviados. Sin embargo, dada la baja entalpía de este foco (temperatura del foco de 36 °C) no sería posible su uso en este caso en concreto, ya que no se alcanza la temperatura de operación de la resistencia calefactora.

5.4.6 Vestuarios y oficinas

En la parte de la instalación de climatización que presenta su Centro de Tratamiento de Residuos (CTR) en vestuarios y oficinas son los mostrados en la Tabla XXIII.

Tabla XXIII. Instalaciones de climatización identificadas para vestuarios y oficinas

Equipo	Localización	Potencia (kW)
Bomba de calor aire-aire condensadora	CIR (Centro de Interpretación de Residuos)	60
Bomba de calor aire-agua	Oficinas RNP	102
Caldera eléctrica	Vestuario talleres	36
Radiadores eléctricos	Vestuarios	5
Termo eléctrico ARISTON	Vestuarios	1,91
Radiadores eléctricos	Oficinas RP	10
Termo eléctrico THERMOR	Oficinas RP	2,4
Termo eléctrico ATLANTIC	Oficinas RP	2,2
Termo eléctrico GABARRÓN	Oficinas RP	2

Para cada uno de los equipos anteriores, se determina la potencia térmica requerida, la temperatura deseada y la energía anual demandada. Suponiendo un consumo de calefacción desde el mes de noviembre hasta el mes de abril (inclusive) con una actividad de 8 horas, se obtienen 1.440 horas de uso de calefacción.

Tabla XXIV. Potencias térmicas y energía anual demandada en función de los equipos

Equipo	Localización	Potencia (kW)	Energía anual (kWh)
Bomba de calor aire-aire condensadora	CIR	60	86.400
Bomba de calor aire-agua	Oficinas RNP	102	146.880
Caldera de gas	Vestuario talleres	36	51.840
Radiadores eléctricos	Vestuarios	5	7.200
Termo eléctrico ARISTON	Vestuarios	1,91	2.754
Radiadores eléctricos	Oficinas RP y otros	10	14.400
Termo eléctrico THERMOR	Oficinas RP y otros	2,4	3.456
Termo eléctrico ATLANTIC	Oficinas RP y otros	2,2	3.168
Termo eléctrico GABARRÓN	Oficinas RP y otros	2	2.880

Por otra parte, la temperatura de operación se encuentra comprendida entre 65 – 90 °C.

Para el aprovechamiento térmico de los focos de calor identificados sería necesario la instalación de intercambiadores de calor de tipo placas en paralelo con los equipos actualmente instalados de forma que pueda alternarse fácilmente de uno a otro en caso de fallo o avería del suministro principal. A continuación, se indican los potenciales focos de calor aprovechables para cada una de las climatizaciones identificadas en función de su ubicación, potencia térmica entregada y temperatura disponible.

Tabla XXV. Focos de calor candidatos para el suministro de energía calorífica (intercambiadores placas)

FOCO	Fluido	$T_{\text{máx}}$ (°C)	$Q_{\text{recuperado}}$ (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Agua	106	2.694	22.437
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Agua	106	1.295	10.353
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K (x1)	Agua	92	1.005	8.029
FOCO	Fluido	$T_{\text{máx}}$ (°C)	$Q_{\text{recuperado}}$ (kW)	Energía disponible (MWh/año)
WAUKESHA Modelo L5790 GLD (x5)	Gases combustión	339	1.060	8.471
WAUKESHA Modelo L7042 GLD (x2)	Gases combustión	365	500	3.999
DEUTZ Modelo TBG 620 V16K (x1)	Gases combustión	487	290	2.318

Las oficinas cuentan actualmente con radiadores eléctricos, la tecnología de menor eficiencia energética de todas las posibles.

Los radiadores eléctricos convierten toda la electricidad que consumen en calor, pero su eficiencia energética es limitada, ya que solo generan una unidad de calor por cada unidad de energía empleada. Sin embargo, las bombas de calor son mucho más eficientes: pueden producir entre 3 y 5 unidades de calor utilizando la misma cantidad de electricidad, aprovechando el calor del ambiente para amplificar su rendimiento (Cegarra, 2024).

Por otra parte, un estudio reciente de investigadores alemanes analizó 13 sistemas de calefacción y concluyó que combinar una bomba de calor con paneles solares es la alternativa más eficiente y económica. Este sistema reduce tanto el impacto ambiental en un 17% como los costes en un 6% en comparación con una caldera de gas («Ni caldera ni pellets», 2024).

Además, según indica la Organización de Consumidores y Usuarios (OCU), la opción de calefacción más económica para una vivienda de 90 metros cuadrados en una zona fría es la bomba de calor aire-aire, que presenta un gasto anual de 158 euros, mientras que los radiadores eléctricos resultan mucho más caros, con un coste anual de 640 euros («Ni aerotermia ni central: esta es la calefacción más barata, según la OCU - AS.com», s.f.).

Estos datos ponen de manifiesto la ventaja de las bombas de calor en términos de eficiencia energética y costes operativos en comparación con los radiadores eléctricos.

Para la sustitución de los radiadores eléctricos, se plantean dos opciones:

Opción 1: Cesión de calor desde el motor de autoconsumo. Esta transmisión de calor tendría lugar de forma directa desde el circuito de agua de refrigeración o bien mediante la recuperación de los gases de combustión. Los focos de calor seleccionados para este supuesto serían los siguientes:

Tabla XXVI. Focos de calor para el suministro de energía calorífica (intercambiadores de placas)

FOCO	Fluido	$T_{\text{máx}}$ (°C)	$Q_{\text{recuperado}}$ (kW)	Energía disponible (MWh/año)
GUASCOR FGLD circuito HT	Agua 90%+ETG 10%	90	378	3.022
GUASCOR FGLD circuito LT	Agua 90%+ETG 10%	83	93	744

**HT: High temperature; LT: Low temperature*

FOCO	Fluido	$T_{\text{máx}}$ (°C)	$Q_{\text{recuperado}}$ (kW)	Energía disponible (MWh/año)
GUASCOR FGLD	Gases combustión	403	182	1.458

Opción 2: Emplear el foco de calor procedente de las balsas de permeado. En este caso existe el inconveniente de que la temperatura del foco es de 36 °C, muy por debajo de los 65-90 °C

necesarios. Por tanto, se propone la cesión de energía térmica a través de este foco amplificando la temperatura mediante una bomba de calor agua – agua.

Tabla XXVII. Focos de calor para suministro de energía calorífica (bomba de calor)

FOCO	Fluido	$T_{\text{máx}}$ (°C)	$Q_{\text{recuperado}}$ (kW)	Energía disponible (MWh/año)
Balsas permeado	Lixiviado	36	462	4.043

5.5 LOCALIZACIÓN DE LOS POSIBLES USUARIOS

En la siguiente imagen aérea del CTR es posible identificar los posibles usuarios descritos en los apartados anteriores.

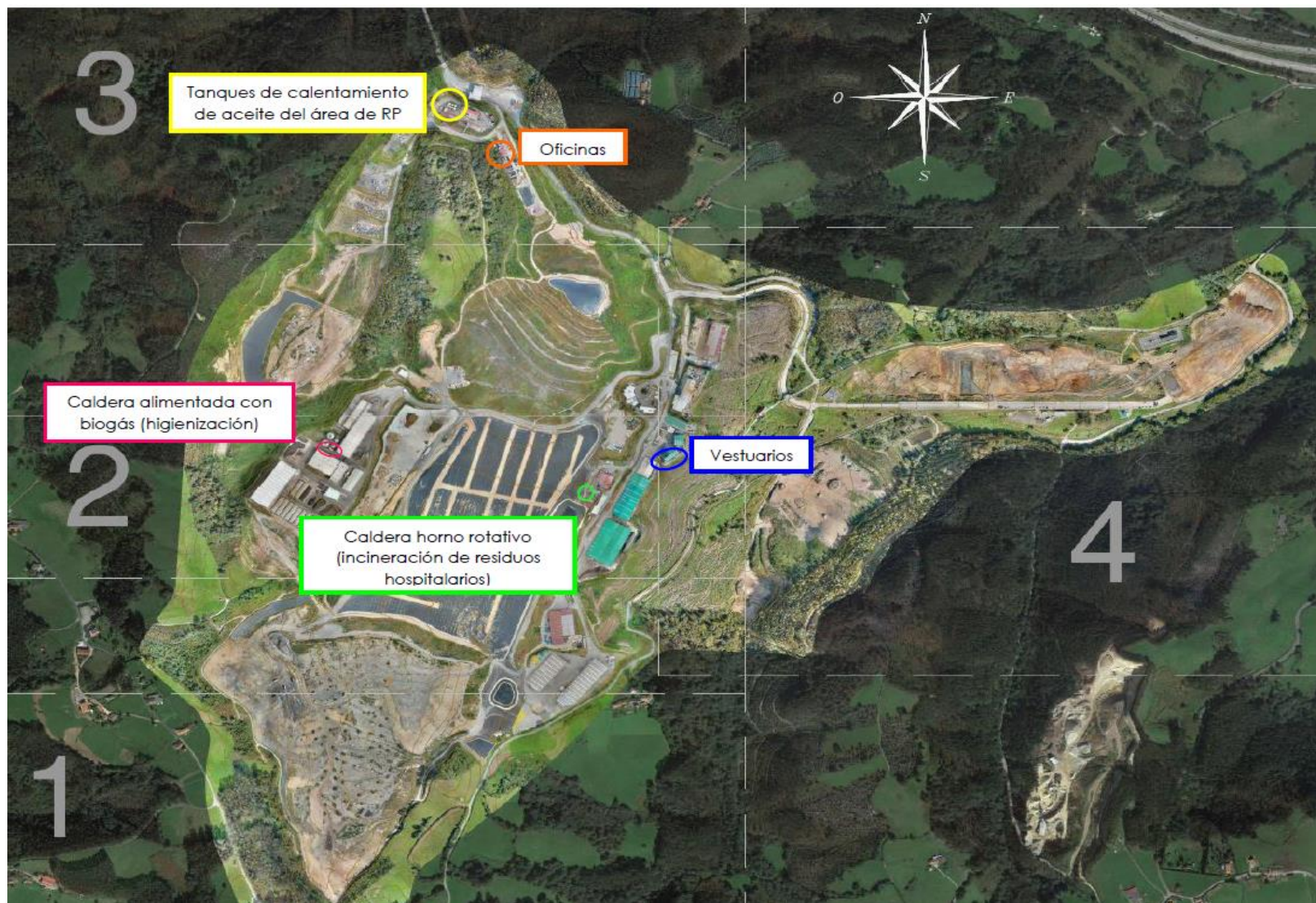


Figura 10. Localización de los posibles usuarios

5.6 ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LAS PROPUESTAS

En este apartado se lleva a cabo el análisis técnico-económico de las propuestas planteadas en los apartados anteriores. Para ello, se ha tenido en cuenta el coste de la inversión y su retorno en base al ahorro energético generado.

Se han analizado las siguientes propuestas:

- Apoyo de la caldera de higienización y biodigestión
- Precalentamiento de aire de combustión en horno de residuos MER y hospitalarios
- Instalación para la evaporación de lixiviados
- Climatización de vestuarios y oficinas

5.6.1 Consideraciones de partida

Para poder evaluar económicamente las propuestas presentadas en los supuestos anteriores nº 1, 2 y 3, es necesario tener en cuenta los aspectos descritos a continuación:

- Coste del kWh térmico y eléctrico: Con el objetivo de evaluar económicamente las propuestas nº 1, 2 y 3, se establece un coste del kWh térmico en base al principal consumidor del CTR, el biogás. Se ha tomado como base el precio de 0,03 €/kWh (precio mayorista en el momento de redacción de este informe, según indica el departamento financiero del Centro de Tratamiento de Residuos). En el caso del coste del kWh eléctrico, se tomará el valor medio de 0,0845 €/kWh («Precio horario del mercado diario | OMIE», s.f.).
- Coste tratamiento por m³ de lixiviado: Para poder evaluar económicamente la propuesta nº 3, referida a la evaporación de lixiviados, es necesario establecer un coste de tratamiento de lixiviado. Este puede estimarse en un rango entre 30-50 €/m³ según indica la empresa de tratamiento de residuos.
- Componentes y equipos planteados para la cesión de calor: A continuación, se explican de forma resumida los componentes y equipos que se emplearán para configurar las distintas soluciones técnicas y así poder valorar económicamente cada una de las actuaciones.
 - Subestaciones de intercambio térmico: Una subestación de intercambio se trata de un dispositivo para la cesión de calor de forma automatizada. Está formado fundamentalmente por un intercambiador de calor de placas alojado en un bastidor metálico provisto de válvula de control isoporcentual, válvulas de seccionamiento, contador de energía para cuantificar la energía cedida,

sondas de temperatura, manómetros y termómetros, así como elementos de seguridad y purga.

Estas subestaciones de intercambio resultan especialmente útiles para desconectar el calor cedido (circuito primario) del calor demandado (circuito secundario).

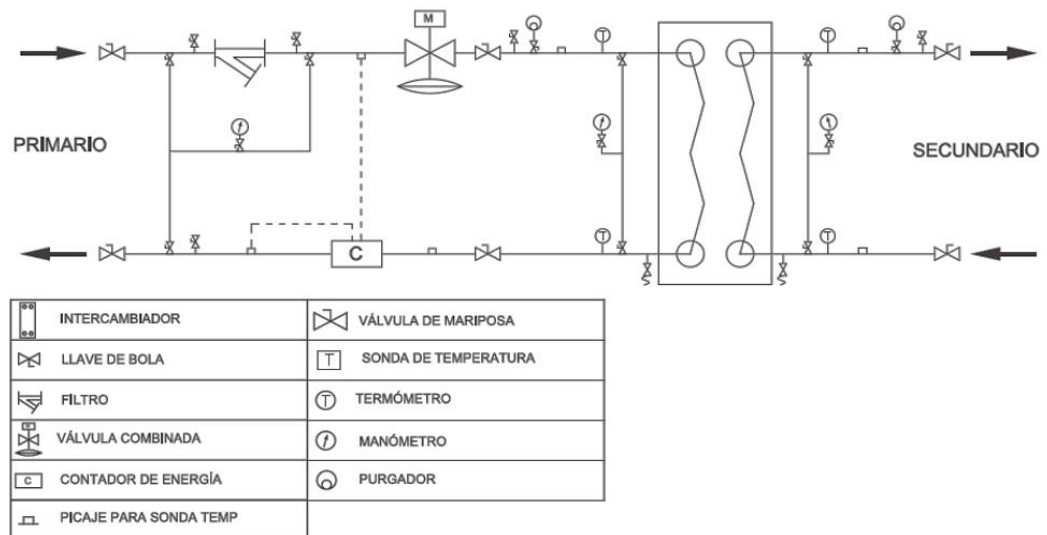


Figura 11. Esquema subestación intercambio térmico («SUBESTACIONES_BR.pdf», s.f.)

- Intercambiadores de calor para los gases de combustión. Los intercambiadores de calor para los gases de combustión de los motores se emplearán junto con las estaciones de intercambio en aquellos casos en los que se pretenda la recuperación de calor directamente desde los gases de combustión de los motores.
- Bombas de calor. En aquellos casos en los que se precise incrementar la entalpía del fluido caloportador debido a su baja temperatura, se emplearán estos equipos por ser la MTD en este momento en el mercado. En concreto, la bomba de calor de tipo agua – agua presenta un Coeficiente de Rendimiento, COP (*Coefficient of Performance*) superior a las de aire, siendo este la relación entre la energía térmica proporcionada y la energía eléctrica consumida.
- Tubería preaislada para el transporte de agua caliente en circuitos. Se han considerado tres tipologías de tuberías para las soluciones propuestas. Para el transporte de agua caliente a ubicaciones próximas se ha seleccionado tubería de AC (acero al carbono), de manera que sea posible manejar temperaturas superiores a los 100 °C, con recubrimiento en base a PUR (Poliuretano Rígido).

Para el transporte a ubicaciones más alejadas se ha elegido tubería de PP (Polipropileno) con recubrimiento de PUR y vaina de PEAD (Polietileno de Alta Densidad), empleada para servicios de calefacción de distrito. El límite máximo de temperatura de servicio para este material es de 95 °C.

Las tuberías de climatización consideradas son de PE-RT (Polietileno Reticulado Preaislado).

- Obra civil (OC), material adicional y auxiliares: En la valoración económica de cada propuesta se incluye un apartado en el que se considera el coste correspondiente a obra civil, material adicional, montaje y auxiliares como un porcentaje del coste total.

5.6.2 Apoyo de la caldera de higienización y biodigestión

Para este propósito cabe la posibilidad de emplear tanto los circuitos de refrigeración de los motores como el calor recuperado en baterías de los gases de escape de los motores de exportación. Se precisa una potencia nominal de transferencia de calor para sustituir la caldera de 1.744 kW.

Opción 1: Cesión de calor de los gases de combustión de los motores de exportación

Se propone la cesión de calor procedente de los gases de combustión de los motores de exportación, extrayendo una potencia térmica de los mismos de 1.850 kW. En la Figura 10 se muestra un esquema de la propuesta con los balances de materia y energía asociados.

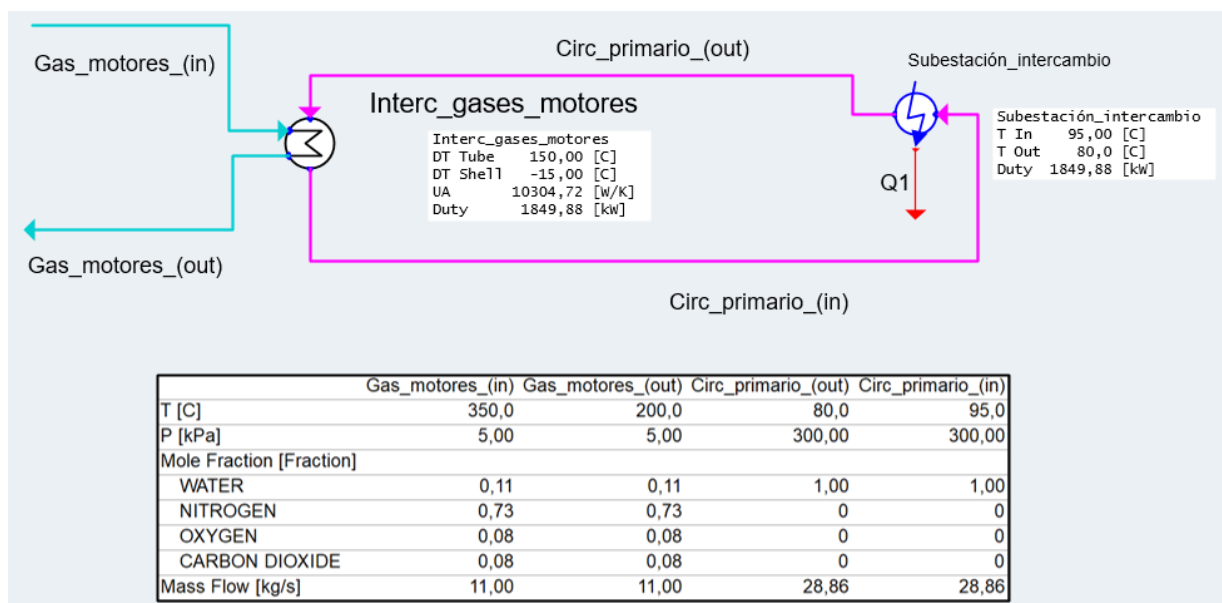


Figura 12. Balance de materia y energía a la opción 1 (apoyo de la caldera)

A continuación, se describen los elementos necesarios para implementar esta primera opción de aprovechamiento de calor para el apoyo de la caldera de higienización y biodigestión:

- a) Intercambiador de gases de combustión de los motores. Se propone un intercambiador de gases de combustión de los motores para un circuito de agua de 95/80 °C. Se precisan intercambiar 1.850 kW. En la Figura 22 del Apéndice de esta memoria se recoge el prediseño mecánico de este intercambiador.
- b) Subestación de intercambio. El circuito de agua a 95/80 °C se conecta a una subestación de intercambio a alojar próxima a la caldera. A efectos de cálculo se ha considerado una subestación de intercambio de 1.850 kW.
- c) Tubería de recirculación circuito a caldera. Se precisan recircular 103,9 m³/h (103,9 t/h) de agua. Se requiere la instalación de 1.200 metros (circuito de ida y vuelta 2.400 metros) de tubería preaislada PP+PUR+PEAD para el circuito. La tubería necesaria se dimensionará para conseguir unas pérdidas de carga < 0,3 bar/100 metros. Para este caudal se precisa una tubería de diámetro nominal (DN) 200 mm (diámetro interno, di = 163,6 mm).
- d) Bomba recirculación circuito a caldera. Para este caudal se deberán vencer las siguientes pérdidas de carga:
 - Intercambiador de gases de combustión: 3 kPa
 - Subestación de intercambio: 50 kPa
 - Circuito: 1.200 metros ida + 1.200 metros vuelta tubería PP DN 200 mm: 29,68 mca (20 % adicional por accesorios: 35,62 mca)

El total de pérdidas de carga suman 40,92 mca. Por tanto, se considera necesaria una bomba para trasegar un caudal de 117 m³/h @ 50 mca. En la Figura 23 del Apéndice de esta memoria se recogen las especificaciones técnicas de esta bomba.

Opción 2: Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de refrigeración

Se propone la cesión de calor procedente del circuito de HT de refrigeración de los motores de exportación, extrayendo una potencia térmica de los mismos de 2.000 kW. A continuación, se incluye un esquema de la propuesta con los balances de materia y energía asociados

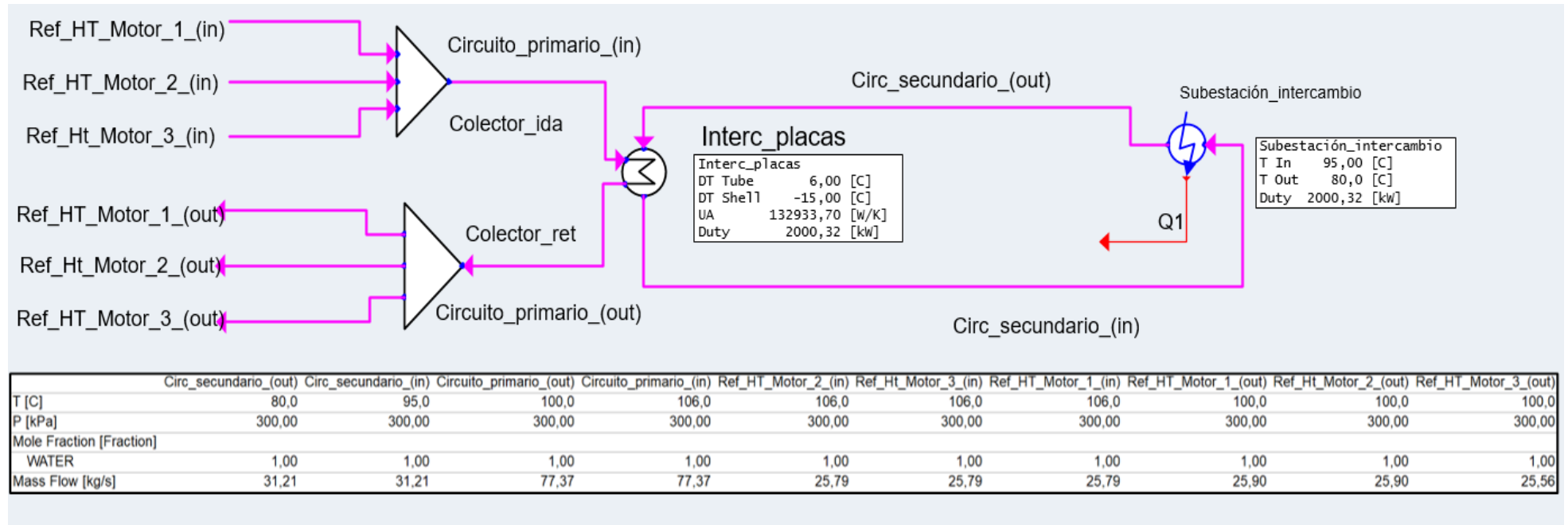


Figura 13. Balance de materia y energía a la opción 2 (apoyo de la caldera)

Este sistema constará con los siguientes equipos constituyentes:

- a) Intercambiador de placas. Se propone un intercambiador de placas para ceder la temperatura desde el circuito HT de los motores 106/100 °C al circuito de 80/95 °C (ver Figura 24 Apéndice)
- b) Subestación de intercambio. Se precisa la misma subestación de intercambio que en el caso anterior 2.000 kW
- c) Tubería de recirculación circuito a caldera. Misma tubería que en el caso anterior
- d) Bomba recirculación circuito entrega a subestación. Misma bomba que en el caso anterior
- e) Tubería recirculación circuito primario. Para este circuito se considera necesaria la cesión de calor desde 3 circuitos HT de los motores hasta conseguir un caudal de 295 m³/h. Se derivará un caudal de cada uno de los circuitos a través de tubería de AC de 6 pulgadas, empleando para ello una bomba con las especificaciones técnicas mostradas en la Figura 25 del Apéndice.
- f) Bombas recirculación desde circuito primario HT de motores. Se requieren 3 grupos de bombas para impulsar un caudal unitario de 100 m³/h @ 5 mca desde cada uno de los circuitos (ver Figura 26 Apéndice).

Tabla XXVIII. Valoración económica opción 1 de recuperación de calor para el apoyo a la caldera de higienización y biodigestión

Opción 1: Cesión de calor de los gases de combustión de los motores de exportación					
POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Subestación de intercambio Pot 2.000 kW	ud.	1	20.500 €	20.500 €
POS. 2	Tubería preaislada PPR NIRON CLIMA ALL PRO Ø200	m	2.400	600 €	1.440.000 €
POS. 3	Excavación en zanja y reposición terrenos y pavimentos	m	1.200	50 €	60.000 €
POS. 4	Bomba dual recirculación WILO DL 65/220-22/2	ud.	1	15.000 €	15.000 €
POS. 5	Intercambiador de calor para gases de combustión motores exportación 2.000 kWt	ud.	9	100.000 €	900.000 €
POS. 6	Damper distribuidor gases escape	ud.	7	15.000 €	105.000 €
POS. 7	Cuadro protección y maniobra 2 bombas	ud.	1	25.000 €	25.000 €
POS. 8	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G10 en tubo instalada	m	200	10 €	2.000 €
POS. 9	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	2.000 €	2.000 €
POS. 10	Instrumentación	ud.	1	5.000 €	5.000 €
POS. 11	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	10.000 €	10.000 €
				SUMA	2.584.500,00 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20%		516.900 €
				TOTAL	3.101.400,00 €

Tabla XXIX. Valoración económica opción 2 de recuperación de calor para el apoyo a la caldera de higienización y biodigestión

Opción 2: Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de refrigeración					
POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Subestación de intercambio Pot 2.000 kW	ud.	1	20.500 €	20.500 €
POS. 2	Tubería preaislada PPR NIRON CLIMA ALL PRO Ø200	m	2.400	600 €	1.440.000 €
POS. 3	Excavación en zanja y reposición terrenos y pavimentos	m	1.200	50 €	60.000 €
POS. 4	Bomba dual recirculación WILO DL 65/220-22/2	ud.	1	15.000 €	15.000 €
POS. 5	Intercambiador de placas INDELCASA SC052	ud.	1	8.924 €	8.924 €
POS. 6	Bomba dual recirculación DL150/200-7,5/4	ud.	1	15.000 €	15.000 €
POS. 7	Tubería A-106 Gr.B 8 inch con aislamiento PUR incl. pp accesorios	m	20	600 €	12.000 €
POS. 8	Tubería A-106 Gr. B 6 inch con aislamiento PUR incl. pp accesorios	m	60	350 €	21.000 €
POS. 9	Colector desacoplamiento hidráulico	ud.	2	20.000 €	20.000 €
POS. 10	Bomba recirculación WILO Stratos GIGA B 80/1-13/1,9	ud.	6	10.000 €	60.000 €
POS. 11	Instrumentación	ud.	1	5.000 €	5.000 €
POS. 12	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	10.000 €	10.000 €
POS. 13	Cuadro protección y maniobra 10 bombas recirculación	ud.	1	50.000 €	50.000 €
POS. 14	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G10 en tubo instalada	m	400	10 €	4.000 €
POS. 15	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	2.000 €	2.000 €
				SUMA	1.688.500 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20%		337.700 €
				TOTAL	2.026.200 €

5.6.3 Precalentamiento aire de combustión en horno residuos MER y hospitalarios

En este caso también sería posible emplear tanto el calor recuperado de los gases de combustión de los motores de exportación, como el calor recuperado de los circuitos de refrigeración de los motores.

Se precisa una potencia térmica en batería de aire de entrada al horno para el fin pretendido de 350 kW, mientras que la temperatura de entrada deseada en el aire de admisión sería de unos 100 °C.

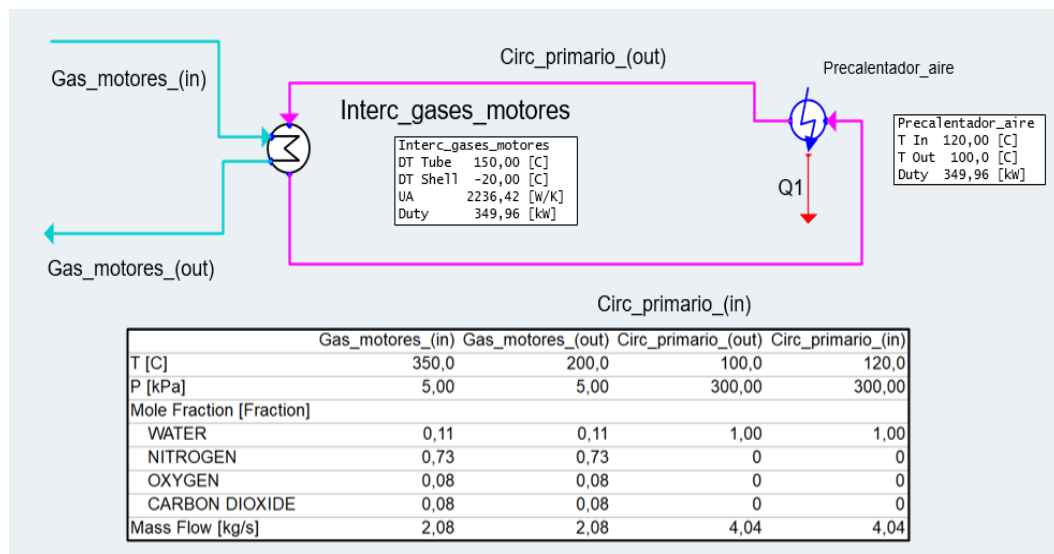
Opción 1: Cesión de calor de los gases de combustión de los motores de exportación

Figura 14. Balance de materia y energía a la opción 1 (precalentamiento aire combustión)

Este sistema estará formado por los siguientes equipos:

- Intercambiador gases combustión motores. Se propone un intercambiador de gases de combustión a un circuito de agua a 120 °C/200 °C. Se precisan intercambiar 350 kW. En la Figura 27 del Apéndice se muestra un prediseño mecánico de este intercambiador.
- Intercambiador para precalentamiento aire. Se requiere un intercambiador para el precalentamiento de aire de 350 kW a instalar en el ducto de aire de ingreso al horno. Se ha realizado un prediseño mecánico de este intercambiador, resumido en la Figura 28 del Apéndice de esta memoria.
- Tubería recirculación. Se precisa recircular un caudal de 14,5 m³/h. Se ha estimado necesaria la instalación de 250 metros (circuito de ida y vuelta 500 metros) de tubería AC con aislamiento PUR para el circuito. La tubería necesaria se diseña de forma que se consigan unas pérdidas de carga inferiores a 0,3 bar/100 metros. Para este caudal se requiere una tubería de DN 80 mm.
- Bomba recirculadora. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:
 - Intercambiador para recuperación de calor: 2 kPa
 - Intercambiador para precalentamiento de aire: 1 kPa
 - Circuito 500 metros (ida + vuelta) tubería AC DN 80 mm: 6 m

Se precisa una bomba para trasegar un caudal de 14,5 m³/h @ 10 mca. La bomba seleccionada se describe en la Figura 29 del Apéndice.

Opción 2: Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación

Se propone la cesión de calor procedente del circuito HT de refrigeración de los motores de exportación, extrayendo de los mismos una potencia térmica de 350 kW. A continuación, se muestra un esquema de la propuesta con los balances de materia y energía asociados:

- Intercambiador para precalentamiento de aire. Se requiere un intercambiador para el precalentamiento de aire de 350 kW a instalar en el ducto de aire de ingreso al horno. Se ha realizado un prediseño mecánico de este intercambiador, resumido en la Figura 30 del Apéndice de esta memoria.
- Tubería de recirculación. Se precisa recircular 51 m³/h a una temperatura de 106/100 °C. Para ello, se necesita una tubería AC preaislada con PUR. Esta tubería se diseña de manera que las pérdidas de carga sean inferiores a 0,3 bar/100 metros. Para este caudal, se precisa una tubería de DN 150 mm.
- Bomba recirculación. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:
 - Batería precalentamiento de aire: 1 kPa
 - Circuito: 500 metros (ida + vuelta) tubería AC DN 100 mm: 2,73 m

Por tanto, se precisa una bomba para impulsar un caudal de 51 m³/h a 5 mca. La bomba seleccionada se describe en la Figura 31 del Apéndice de esta memoria.

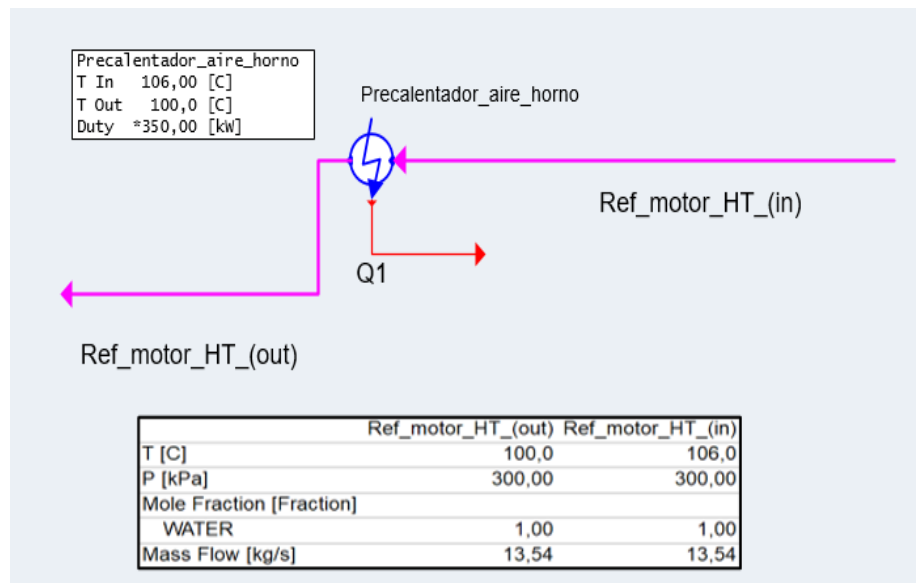


Figura 15. Balance de materia y energía a la opción 2 (precalentamiento aire combustión)

La valoración económica de cada una de las opciones valoradas para esta propuesta de recuperación de calor se muestra a continuación:

Tabla XXX. Valoración económica de cesión de calor de los gases de combustión para el precalentamiento de aire de combustión

POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Intercambiador de calor para gases de combustión motores exportación 350 kWt	ud.	3	50.000 €	150.000 €
POS. 2	Intercambiador de calor para precalentamiento aire horno combustión 350 kWt	ud.	1	250.000 €	250.000 €
POS. 3	Bomba recirculación doble WILO DL 50/170-1,1/4	ud.	1	6.000 €	6.000 €
POS. 4	Cuadro protección y maniobra 2 x bombas	ud.	1	25.000 €	25.000 €
POS. 5	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G10 en tubo instalada	m	100	10 €	1.000 €
POS. 6	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	2.000 €	2.000 €
POS. 7	Tubería A-106 Gr. B 3 inch con aislamiento PUR incl. pp accesorios	m	500	150 €	75.000 €
POS. 8	Instrumentación	ud.	1	5.000 €	5.000 €
POS. 9	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	10.000 €	10.000 €
				SUMA	524.000 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20		104.800 €
				TOTAL	628.800 €

Tabla XXXI. Valoración económica de cesión de calor del circuito de refrigeración HT para el precalentamiento de aire de combustión

POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Intercambiador de calor para precalentamiento aire horno combustión 350 kWt	ud.	1	250.000 €	250.000 €
POS. 2	Bomba recirculación doble WILO DL 50/170-1,1/4	ud.	1	6.000 €	6.000 €
POS. 3	Cuadro protección y maniobra 2 x bombas	ud.	1	25.000 €	25.000 €
POS. 4	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G10 en tubo instalada	m	100	10 €	1.000 €
POS. 5	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	2.000 €	2.000 €
POS. 6	Tubería A-106 Gr.B 5 inch con aislamiento PUR incl. pp accesorios	m	500	500 €	250.000 €
POS. 7	Instrumentación	ud.	1	5.000 €	5.000 €
POS. 8	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	10.000 €	10.000 €
				SUMA	549.000 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20		109.800 €
				TOTAL	658.800 €

5.6.4 Instalación para la evaporación de lixiviados

Para la corriente de lixiviados se plantea una evaporación en un evaporador de modo que se pueda recuperar el agua y se obtenga un concentrado de residuo de entorno al 5 % del caudal de entrada.

Considerando que se evaporan 10 m³/h de lixiviado, corresponden a 87.600 m³ anuales, esto supone unos 4.380 m³ de residuo concentrado y 83.220 m³ de agua recuperada que en base a su analítica sería posible su reutilización para otros usos en planta.

A continuación, se muestra una imagen de una tipología de equipo de evaporación de lixiviados por vacío que emplea fuentes de calor externas, como en este caso:



Figura 16. Evaporador de lixiviados a vacío con empleo de calor residual («Evaporadores para la Depuración de Aguas Residuales», s.f.)

El evaporador necesario precisa, según indicación del fabricante, una potencia térmica de 2.425 kW para la evaporación de 10 m³/h de lixiviado, lo que supone recircular el caudal de refrigeración HT procedente de los 5 motores WAUKESHA Modelo L5790 GLD, esto es 695 m³/h (2.694 kW).

A continuación, se indica la instalación necesaria para llevar a cabo esta actuación:

- a) Para lograr evaporar los 10 m³/h con la potencia calórica disponible sería necesario contar con un evaporador de triple efecto como el de la siguiente imagen:

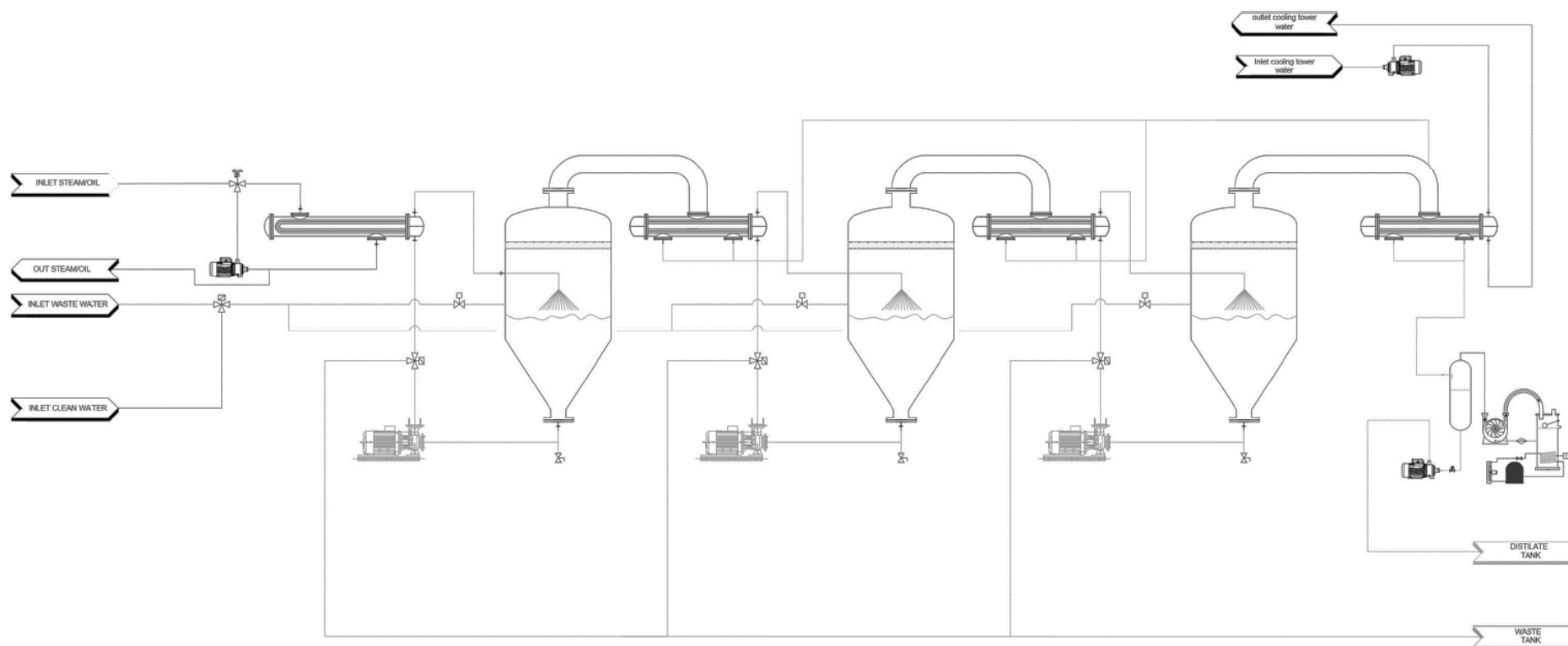


Figura 17. Evaporador de lixiviados de triple efecto con empleo de calor residual («Evaporadores para la Depuración de Aguas Residuales»,s.f.)

- b) Tuberías de recirculación circuito primario. Se necesita derivar el caudal de los cinco (5) circuitos de refrigeración de los motores WAUKESHA Modelo L5790 GLD (considerando 150 m³/h por circuito). Por tanto, se precisa tubería de AC DN 150 mm. Considerando una longitud por circuito de 200 metros, se obtienen unas pérdidas de carga de 11 mca/circuito.
- c) Tubería de ingreso lixiviados. Ingresaría un caudal de 10 m³/h, de forma que se precisa tubería AC DN 50 mm. Considerando una longitud de 200 metros, se obtienen unas pérdidas de carga de 13 mca.
- d) Bombas de recirculación circuito calefactor. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:
- Intercambiador de placas: 50 kPa
 - Circuito: 200 metros (ida + vuelta) tubería AC DN 200 mm: 11 mca
- Se precisa una bomba recirculadora por circuito para recircular 150 m³/h @ 16 mca. Las especificaciones técnicas de esta bomba se muestran en la Figura 29 del Apéndice.
- e) Bomba de impulsión de lixiviados. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:
- Intercambiador de placas: 10 kPa
 - Tubería: 200 metros tubería AC DN150 mm: 13 mca

Considerando una altura geométrica de 10 metros desde la balsa de lixiviados, se requiere una bomba para impulsar 10 m³/h @ 24 mca. La ficha técnica de esta bomba se muestra en la Figura 30 del Apéndice.

El condensado obtenido a la salida del evaporador debe cumplir con los parámetros de vertido al sistema de saneamiento de la ría de Avilés, donde actualmente se vierte el permeado procedente de las Plantas de tratamiento de lixiviados. Estos parámetros vienen determinados en el Boletín Oficial del Principado de Asturias (B.O.P.A) nº 173 de 26 de julio de 2018 y se muestran en las Figuras 34 y 35 recogidas en el Anexo a esta memoria.

Para ello, se debe reducir el contenido de amonio del condensado que se irá inevitablemente en el evaporado en la etapa de evaporación, de manera que se cumpla con la normativa. Esta operación se llevará a cabo mediante la técnica *Stripping – Scrubber*. En ella, la solución líquida se alimenta al *stripping* en contracorriente con la corriente gaseosa, que se enriquece en NH₃, mientras que en el *scrubber* se lava el gas con H₂SO₄, de forma que se elimina el NH₃ y se produce sulfato de amonio (NH₄)₂SO₄, posible materia prima para la fabricación de fertilizantes.

Para llevar a cabo esta actuación, se requieren los siguientes equipos adicionales a los comentados:

- f) Circuito de refrigeración para condensación del evaporado: Se precisa un caudal de 1.150 m³/h. Por tanto, se requiere tubería de AC de DN500 mm. Considerando una longitud de 100 metros, se tendrían unas pérdidas de carga de 10 mca. Este circuito trabajará con un rango de temperatura de 30°C en ida y 35°C en retorno.
- g) Torre de refrigeración: Necesaria para enfriar el circuito de refrigeración anteriormente comentado desde los 35 °C con los que el agua abandona el intercambiador de calor a los 30 °C. De esta forma se consigue un circuito cerrado de refrigeración. Para este programa térmico, se requiere la instalación de dos torres de refrigeración con las características que se muestran a continuación, proporcionadas por el fabricante:

Tabla XXXII. Especificaciones técnicas de la torre de refrigeración

Parámetro	Valor	Unidades
Caudal de agua	1.200	m ³ /h
Temperatura de entrada (caliente)	35	°C
Temperatura de salida (fría)	30	°C
Temperatura de bulbo húmedo	20	°C
Altura sobre el nivel del mar	8	m
Potencia térmica a disipar (por torre)	5.886.500	kcal/h
Potencia térmica a disipar (por torre)	6.846	kW
Tipo de torre	Tiro inducido	-
Modelo	PME 7204 E CW	-
	ATT	-
Cantidad	2	-
Dimensiones de la torre (Ancho/Largo/Alto)	2365 / 7270 / 3830	mm / mm / mm

- h) Tubería ingreso condensado a *stripping – scrubber*. Ingresaría un caudal inferior a 10 m³/h (se toman, a efectos de cálculo de la bomba, 10 m³/h). Por tanto, se precisa tubería de AC de DN50 mm. Considerando una longitud de 10 metros, se tendrían unas pérdidas de carga menores a 1 mca.
- i) Tubería salida agua tratada a emisario: Vertido de un caudal depurado menor o igual a 10 m³/h. Por tanto, se precisaría tubería de AC de DN50 mm. Considerando una longitud de 100 metros, se tendrían unas pérdidas de carga de 6,5 mca.
- j) Torre desorción – absorción (*stripping – scrubber*): Ingresarían 10 m³/h del condensado con una concentración de amonio superior a los 2.000 ppm. A la salida

de esta torre la corriente presentaría una carga de contaminante de unos 50 ppm, cumpliendo así con la autorización de vertido de la que dispone la Planta de Tratamiento de Residuos.

El equipo cuenta con un relleno de gran superficie específica y baja pérdida de carga, que permite llevar a cabo la operación con un rendimiento elevado y consumos energéticos bajos.

El equipo incluye además de las torres, bomba de recirculación, ventilador centrífugo para aire de arrastre (caudal de aire 12.000 m³/h), bomba de dosificadora de H₂SO₄, instrumentación y sistema de limpieza.

A continuación, se muestra una imagen del sistema propuesto:



Figura 18. Sistema Stripping – Scrubber propuesto («ECOTEC», s.f)

Las dimensiones y características de las torres de desorción – absorción son las siguientes:

Tabla XXXIII. Características de las torres de desorción - absorción

<i>Stripping</i>	
Diámetro (m)	1,6
Altura total (m)	7,4
Altura del relleno (m)	3,9
Superficie específica del relleno (m ² /m ³)	85
Volumen libre	94
Superficie específica del separador de gotas (m ² /m ³)	3,5

<i>Scrubber</i>	
Diámetro (m)	1,6
Altura total (m)	7,4
Altura del relleno (m)	3,9
Superficie específica del relleno (m ² /m ³)	240
Volumen libre	97
Superficie específica del separador de gotas (m ² /m ³)	3,5
Eficacia del separador de gotas	99% para gotas > 40 micras

k) Bomba circuito de refrigeración. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:

- Intercambiador de calor: 3 kPa
- Circuito: 100 metros (ida + vuelta) tubería DN 500 mm: 10 mca (20 % adicional por accesorios: 12 mca)

Se precisarían tres bombas (2+1R) para impulsar un total de 1.150 m³/h @ 12,3 mca.

En la Figura 31 del Apéndice se muestra ficha técnica de bomba para este circuito de refrigeración.

l) Bomba condensado a stripping-scrubber. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:

- Intercambiador de calor: 3 kPa
- Tubería: 10 metros de tubería DN50 mm: 1 mca

Teniendo en cuenta estas pérdidas de carga y la altura de la torre de desorción-absorción, se necesitarían dos bombas en paralelo (1+1R) para impulsar 10 m³/h @ 8,4 mca.

La ficha técnica de la bomba para el ingreso del caudal de condensado al sistema de Stripping-Scrubber se recoge en la Figura 32 del Apéndice de esta memoria.

m) Bomba agua tratada a emisario. Se estiman las siguientes pérdidas de carga:

- Tubería: 100 metros tubería DN50 mm: 7 mca

La bomba seleccionada se describe en la Figura 33 del Apéndice.

En cuanto al concentrado, se trata de un residuo líquido bombeable. Este presenta una Demanda Química Orgánica (DQO) en torno a 4.550 ppm, mientras que el valor máximo según la normativa de vertido se encuentra en 1.200 ppm, así como una elevada concentración de sales, puesto que la conductividad resulta en torno a 26.000 µS/cm, superando de nuevo el valor máximo establecido por la normativa de vertido, 16.000 µS/cm.

El destino de esta corriente sería su inertización en el vertedero de residuos no peligrosos (RNP).

Por otra parte, como sistema de BACKUP al circuito de refrigeración HT de los motores de cogeneración y como alternativa ante el fin de la vida útil de éstos, la instalación contará con una caldera eléctrica, que permitirá aportar el calor que actualmente ceden los motores para llevar a cabo la evaporación de los lixiviados. Dicha caldera será alimentada con el excedente fotovoltaico con el que cuenta la planta, aunque para un óptimo aprovechamiento debería considerarse en un futuro un sistema híbrido acumulando el excedente fotovoltaico en un sistema de almacenamiento de energía *stand-alone*. Este se trata de un sistema de almacenamiento de energía independiente, que captura energía de una fuente (generalmente renovable), almacenándola para su uso posterior y liberándola cuando sea necesario. De esta manera sería posible reducir aún más la dependencia de fuentes de energía convencionales. Además, este enfoque incrementaría la estabilidad y autonomía energética de la planta, ya que el almacenamiento actúa como respaldo frente a la variabilidad solar o las fluctuaciones en la demanda («Bess Stand Alone», s.f.).

Las características técnicas de la caldera eléctrica propuesta, que han sido proporcionadas por el fabricante, son las indicadas a continuación:

Tabla XXXIV. Especificaciones técnicas de la caldera eléctrica

Potencia térmica (kW)	3.250
Presión de diseño (bar·g)	11
Temperatura de entrada	15°C
Temperatura de salida	90°C
Número de resistencias	2
Volumen total (m ³)	9,34
Largo (skid)	12 m
Ancho (skid)	2,15 m
Alto (skid)	2,6 m

La valoración económica de esta propuesta se recoge en la Tabla XXXV.

Tabla XXXV. Valoración económica de cesión de calor del circuito de refrigeración HT para la evaporación de lixiviados

POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Instalación evaporación de lixiviados a vacío de 4 efectos	ud.	1	3.300.000 €	3.300.000 €
POS. 2	Bomba recirculación doble Atmos – GIGA-D 100/120 - 11/2	ud.	5	9.000 €	45.000 €
POS. 3	Bomba residual sumergible FLYGT BS 2075 HT	ud.	1	7.000 €	7.000 €
POS. 4	Tubería A-106 Gr.B 6 inch con aislamiento PUR incl. pp accesorios	m	600	350 €	210.000 €
POS. 5	Tubería A-106 Gr.B 2 inch	m	200	100 €	20.000 €
POS. 6	Bomba condensado a <i>Stripping - Scrubber</i> NBGE 80-65-160/158 VAAF2 CVSBQQVLYB	ud.	2	9.692 €	19.384 €
POS. 7	Bomba circuito refrigeración LS 250-200-381 B, 1F2DSBBQE1 110/4	ud.	3	52.829 €	158.487 €
POS. 8	Tubería A-106 Gr.B 20 inch incl. accesorios	m	100	1.500 €	150.000 €
POS. 9	Tubería A-106 Gr.B 2 inch con aislamiento PUR incl. Accesorios	m	110	100 €	11.000 €
POS. 10	Torre refrigeración PME 7204	ud.	2	48.100 €	96.200 €
POS. 11	<i>Stripping - Scrubber CRV-16</i> (eliminación de amonio)	ud.	1	137.692 €	137.692 €
POS. 12	Bomba agua tratada a emisario NBGE 80-65-160/158 VAAF2 CVSBQQVLYB	ud.	2	9.692 €	19.384 €
POS. 13	Caldera eléctrica E-WB 3250/11-A	ud.	1	567.853 €	567.853 €
POS. 14	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	10.000 €	10.000 €
POS. 15	Cuadro control de motores	ud.	1	50.000 €	50.000 €
POS. 16	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G10 en tubo instalada	m	400	10 €	4.000 €
POS. 17	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	3.000 €	3.000 €
POS. 18	Instrumentación	ud.	1	5.000 €	5.000 €
				SUMA	4.813.999,95 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20%		962.799,99 €
				TOTAL	5.776.799,94 €

5.6.5 Climatización de oficinas

Se propone la climatización de aquellas dependencias de esta empresa de tratamiento de residuos que actualmente no están dotadas de sistemas de alta eficiencia. Es decir, aquellas que disponen de sistemas termoeléctricos, calderas y/o radiadores de baja eficiencia, reduciéndose el alcance a los vestuarios, los vestuarios de los talleres y las oficinas de residuos peligrosos.

Tabla XXXVI. Resumen potencias instaladas para la climatización de oficinas

Equipo	Localización	Potencia (kW)	Energía anual (kWh)
Caldera de gas	Vestuario talleres	36	51.840
Radiadores eléctricos	Vestuarios	5	7200
Termo eléctrico ARISTON	Vestuarios	1,91	2754
Radiadores eléctricos	Oficinas RP y otros	10	14.400
Termo eléctrico THERMOR	Oficinas RP y otros	2,4	3.456
Termo eléctrico ATLANTIC	Oficinas RP y otros	2,2	3.168
Termo eléctrico GABARRÓN	Oficinas RP y otros	2	2.880

A continuación, se describen las soluciones propuestas para los vestuarios de talleres, para vestuarios generales y para las oficinas de residuos peligrosos, respectivamente.

Para la climatización de los vestuarios de los talleres se considera más oportuno el aprovechamiento desde el circuito de refrigeración HT mediante un simple intercambiador de placas.

Para la climatización de los vestuarios generales se considera necesaria una bomba de calor de tipo agua – agua. Se ha tomado como potencia térmica la necesidad de una bomba de calor de tipo monobloque reversible con condensación por agua de las siguientes características:

Tabla XXXVII. Características bomba de calor climatización los vestuarios generales

Potencia térmica	6,58 kWt
Eficiencia COP	3,17
Potencia eléctrica consumida	2,08 kWe

Para la climatización de las oficinas de RP se requiere una bomba de calor tipo agua – agua. Se ha considerado como potencia térmica la necesidad de una bomba de calor de tipo monobloque reversible con condensación por agua de las siguientes características:

Tabla XXXVIII. Características bomba de calor climatización oficinas de RP

Potencia térmica	17,4 kWt
Eficiencia COP	4,4
Potencia eléctrica consumida	3,95 kWe

La valoración económica de cada una de las propuestas descritas anteriormente se muestra en las Tablas XXXIX, XL y XLI.

Tabla XXXIX. Valoración económica climatización vestuarios talleres por intercambiador de placas

POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Bomba recirculadora twin SDM 65/190	ud.	2	4.000 €	8.000 €
POS. 4	Cuadro protección y maniobra 4 x bombas	ud.	1	25.000 €	25.000 €
POS. 7	Tubería A-106 Gr.B 2 inch con aislamiento PUR incl. pp accesorios	m	500	100 €	50.000 €
POS. 3	Intercambiador de calor de placas para cesión de calor desde foco Indelcasa SC044 (Pot. 60 kW)	ud.	1	4.500 €	4.500 €
POS. 5	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G4 en tubo instalada	m	100	5 €	500 €
POS. 6	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	1.000 €	1.000 €
POS. 10	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	3.000 €	3.000 €
				SUMA	92.000,00 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20%		18.400,00 €
				TOTAL	110.400,00 €

Tabla XL. Valoración económica climatización vestuarios generales por bomba de calor

POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Bomba de calor agua - agua RHOSS Y-FLOW TCHEY-THHEY 105 - 7,5 kW incl. Bombas recirculadoras	ud.	1	15.000 €	15.000 €
POS. 2	Fan-coil tipo cassette para techo. Pot. 5 kW	ud.	2	750 €	1.500 €
POS. 3	Vaso de expansión 25 litros	ud.	2	150 €	150 €
POS. 4	Intercambiador de calor de placas para cesión de calor desde foco Indelcasa SC016 (Pot. 12 kW)	ud.	1	4.500 €	4.500 €
POS. 5	Tubería preaislada clima 1/2 inch para conexión con circuitos primario y secundario	m	200	25 €	5.000 €
POS. 6	Tubería preaislada clima 1/4 inch para reparto a Fan-coils	ud.	100	10 €	1.000 €
POS. 7	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G1,5 en tubo instalada	m	100	2 €	200 €
POS. 8	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	500 €	500 €
POS. 9	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	500 €	500 €
				SUMA	28.350,00 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20%		5.670,00 €
				TOTAL	34.020,00 €

Tabla XLI. Valoración económica climatización oficinas de RP y otras por bomba de calor

POSICIÓN	DESCRIPCIÓN	Ud.	Medición	Precio	Importe
POS. 1	Bomba de calor agua - agua RHOSS Y-FLOW TCHEY-THHEY 115 - 18,6 kW incl. Bombas recirculadoras	ud.	1	35.000 €	35.000 €
POS. 2	Fan-coil tipo cassette para techo. Pot. 5 kW	ud.	5	750 €	3.750 €
POS. 3	Vaso de expansión 50 litros	ud.	2	300 €	300 €
POS. 4	Intercambiador de calor de placas para cesión de calor desde foco Indelcasa SC044 (Pot. 60 kW)	ud.	1	4.500 €	4.500 €
POS. 5	Tubería preaislada clima 1 inch para conexión con circuitos primario y secundario	m	200	50 €	10.000 €
POS. 6	Tubería preaislada clima 1/2 inch para reparto a Fan-coils	ud.	100	25 €	2.500 €
POS. 7	Línea eléctrica Cu RZ1-K(AS) 4G2,5 en tubo instalada	m	100	3 €	300 €
POS. 8	Acometida eléctrica a CGBT existente	ud.	1	1.000 €	1.000 €
POS. 9	Valvulería y accesorios hidráulicos	ud.	1	1.500 €	1.500 €
				SUMA	58.850,00 €
AUX.	Ingeniería, OC, montaje y auxiliares	%	20%		11.770,00 €
				TOTAL	70.620,00 €

5.7 ANÁLISIS DE VIABILIDAD DE LAS ACTUACIONES

En este apartado se lleva a cabo el análisis de viabilidad de las actuaciones planteadas a lo largo de esta memoria. Este análisis se realiza teniendo en cuenta fundamentalmente el factor económico, evaluando la viabilidad económica de cada actuación y su plazo de amortización.

El plazo de amortización (años) viene determinado por el cociente entre el presupuesto de actuación (€) de cada alternativa planteada y el ahorro anual estimado (€/año).

En el caso de la actuación nº1 (apoyo de la caldera de higienización y biodigestión), teniendo en cuenta que la caldera presenta una potencia útil de 1.744 kW y que su tiempo de operación anual es de 1,05 horas, se conseguiría un ahorro energético de 1.830 kWh/año. En términos económicos, este ahorro se traduce en 54,90 €, sabiendo que el precio del biogás empleado como combustible es de 0,03 €/kWh en el momento de redacción de este proyecto, siendo el precio actual de 0,05 €/kWh («¿Cuál es el precio del kWh de gas natural HOY en España?» [s.f.]). A continuación, se han determinado los plazos de amortización de cada una de las alternativas planteadas para llevar a cabo esta actuación, bien mediante la cesión de calor de los gases de combustión de los motores de exportación o mediante la cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación.

El mismo procedimiento se ha seguido para la actuación nº2, correspondiente al precalentamiento de aire de combustión en horno de residuos MER y hospitalarios.

Para la actuación nº3 (instalación para la evaporación de lixiviados mediante la cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación), se ha estimado el ahorro anual calculando previamente los m³ de lixiviado evaporados. Se ha considerado una eficiencia de evaporación del 95 %. Por tanto, sería posible recuperar 83.220 m³ anuales de lixiviados, lo que supone un ahorro anual de 4.161.000 €, puesto que el coste del tratamiento de lixiviados es de 50 €/m³. Por último, teniendo en cuenta el presupuesto de esta actuación, se determina un periodo de amortización de la inversión necesaria de en torno a un año.

La climatización de vestuarios y oficinas comprende tres actuaciones, para las cuales se plantea como alternativa de aprovechamiento la cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación. Estas actuaciones son la climatización de los vestuarios de talleres, la climatización de los vestuarios generales y la climatización de oficinas del área de residuos peligrosos. En primer lugar, se determina el consumo eléctrico de las bombas de calor empleadas para la implementación de las alternativas planteadas, mediante el cociente entre el consumo de gas o eléctrico que presentan los equipos actuales presentes en los vestuarios y oficinas de RP y el COP de dichas bombas. A continuación, se calcula el ahorro de gas o eléctrico anual y el ahorro neto anual, que viene dado por la diferencia entre el ahorro

de gas o eléctrico anual y el coste eléctrico anual de la bomba de calor. Por último, siguiendo el mismo procedimiento que en los casos anteriores, se determina el plazo de amortización de cada alternativa.

En las siguientes tablas se muestra cada una de las actuaciones, junto con su valoración económica, el ahorro energético anual estimado, el presupuesto de actuación y su período de amortización.

Cabe destacar que se han resaltado en negrita aquellas actuaciones para las que se consiguen plazos de amortización razonables (menores o iguales a 10 años).

Tabla XLII. Análisis viabilidad apoyo caldera higienización y biodigestión

Actuación nº	Descripción	Alternativa	Ahorro energía (kWh)	Ahorro bruto anual	CAPEX	Amortización (años)
1	Apoyo de la caldera de higienización y biodigestión	1.1.- Cesión de calor de los gases de combustión de los motores de exportación	1.830	54,90 €	3.101.400,00 €	56.492
	Apoyo de la caldera de higienización y biodigestión	1.2.- Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación	1.830	54,90 €	2.026.200,00 €	36.907

Tabla XLIII .Análisis viabilidad precalentamiento aire combustión en horno residuos MER y hospitalarios

Actuación nº	Descripción	Alternativa	Ahorro energía (kWh)	Ahorro bruto anual	CAPEX	Amortización (años)
2	Precalentamiento del aire de combustión en horno residuos MER y hospitalarios	2.1.- Cesión de calor de los gases de combustión de los motores de exportación	2.800.000	84.000,00 €	628.000,00 €	7,48*
	Precalentamiento del aire de combustión en horno residuos MER y hospitalarios	2.2.- Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación	2.800.000	84.000,00 €	658.000,00 €	7,83*

*La vida útil de los motores de generación de energía se estima en 3 o 4 años

Tabla XLIV. Análisis viabilidad instalación evaporación de lixiviados

Actuación nº	Descripción	Alternativa	m ³ recuperados (95% del total)	Ahorro anual estimado	Gastos en consumo eléctrico	Ahorro neto anual	CAPEX	Amortización (años)
3	Instalación para la evaporación de lixiviados	3.1.- Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación	83.220	4.161.000,00 €	297.840 €	3.863.160 €	5.776.799,94 €	1,39

Tabla XLV. Análisis viabilidad climatización vestuarios y oficinas

Actuación nº	Descripción	Alternativa	Consumo gas/eléctrico (kWh)	Consumo eléctrico en Bomba de calor (kWh)	Ahorro gas/eléctrico	Coste eléctrico en Bomba de calor	Ahorro neto anual	CAPEX	Amortización (años)
4.1	Climatización vestuarios de talleres	4.1.- Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación	51.840	11.782	1.555,20 €	995,56 €	559,64 €	110.400,00 €	197,27
4.2	Climatización vestuarios generales	5.1.- Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación	9.954	3.140	841,11 €	265,34 €	575,78 €	34.020,00 €	59,09
4.3	Climatización Oficinas RP	6.1.- Cesión de calor del circuito de refrigeración HT de los motores de exportación	23.904	5.433	2.019,89 €	459,07 €	1.560,82 €	70.620,00 €	45,25

6. CONCLUSIONES

Tras evaluar técnica y económicamente las distintas formas de aprovechamiento del calor residual disponible en la planta de tratamiento de residuos y a la vista de los resultados obtenidos en el análisis de viabilidad de las actuaciones, se concluye que únicamente la instalación para la evaporación de lixiviados resulta viable desde el punto de vista del plazo de retorno de la inversión que ofrece, teniendo en cuenta la vida útil que presentan los motores que actualmente existen en la planta, a pesar de que esta alternativa presenta el mayor presupuesto de actuación de todas las opciones evaluadas, como se muestra en la Tabla XLIV.

Este elevado presupuesto de actuación se debe a que el empleo del calor residual para la evaporación de lixiviados constituye la opción más compleja desde el punto de vista técnico. Su implementación requiere la integración de operaciones básicas de la Ingeniería Química, como la evaporación, mediante un evaporador de triple efecto, y una etapa adicional de desorción (*Stripping*) y adsorción (*Scrubber*), permitiendo, a su vez, poner en práctica los conocimientos teóricos adquiridos a lo largo de la titulación.

Por otra parte, esta propuesta se alinea con los principios de la economía circular al transformar un residuo en un recurso valioso, puesto que se plantea el uso del concentrado obtenido en la etapa de absorción como materia prima para la fabricación de fertilizantes. De esta forma, se disminuye la cantidad de desechos que deben ser eliminados y, al mismo tiempo, se fomenta una producción más sostenible.

Finalmente, cabe destacar que, aunque la evaporación de lixiviados ha demostrado ser la alternativa más viable, el análisis de las demás opciones ha resultado igualmente enriquecedor, poniendo de manifiesto el potencial de la Ingeniería Química como herramienta clave para impulsar la innovación y promover la sostenibilidad en la industria, mostrando soluciones a problemas complejos y actuales, entre los que se encuentran la gestión eficiente de residuos, la reducción de gases de efecto invernadero y la escasez de recursos naturales, junto con las dificultades encontradas en la transición hacia energías renovables y la implementación de modelos de economía circular.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADMIN, 2019. Tecnología Rank® - Como funciona un ORC. *Rank® Organic Rankine Cycle (ORC) equipment, modules and systems*. En línea. Disponible en: <https://www.rank-orc.com/es/2019/06/21/tecnologia-rank-como-funciona-un-orc/>. [consultado el 10/11/2024]
- *Aprovechar la energía residual: Estrategias de gestión energética y recuperación de calor | mh INDUSTRIAS*. En línea, [s.f.]. Disponible en: <https://www.mhindustrias.com/blog/aprovechar-la-energia-residual-estrategias-de-gestion-energetica-y-recuperacion-de-calor/>. [consultado el 09/11/2024]
- BABATUNDE, A.F. y SUNDAY, O.O., 2018. A Review of Working Fluids for Organic Rankine Cycle (ORC) Applications. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 413, ISSN 1757-899X.
- Bess Stand Alone: Almacenamiento de Energía. En línea, [s.f.]. Disponible en: <https://quintoarmonico.es/bess-stand-alone/>. [consultado el 29/11/2024]
- CAMPANA, F., BIANCHI, M., BRANCHINI, L., DE PASCALE, A., PERETTO, A., BARESI, M., FERMI, A., ROSSETTI, N. y VESCOVO, R., 2013. *ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings. Energy Conversion and Management*. vol. 76, ISSN 01968904.
- CEGARRA, M., 2024. *¿Por qué la bomba de calor es más eficiente que los radiadores eléctricos? Próxima Energía*. En línea. Disponible en: <https://proximaenergia.com/por-que-la-bomba-de-calor-es-mas-eficiente-que-los-radiadores-electricos/>. [consultado el 27/11/2024].
- Cogeneración de alta eficiencia - El Portal de la Energía. En línea, 2024. Disponible en: <https://elportaldelaenergia.com/cogeneracion-de-alta-eficiencia/>. [consultado el 10/11/2024]
- Cogeneración, la dualidad de la energía. En línea, [s.f.]. Disponible en: <https://www.enelgreenpower.com/es/learning-hub/cogeneracion>. [consultado el 31/12/2024]
- *¿Cuál es el precio del kWh de gas natural HOY en España?*. En línea, [s.f.]. Disponible en: <https://tarifaluzhora.es/info/precio-kwh-gas-natural>. [consultado el 31/01/2025]

- Desgasificación térmica. En línea. [s.f.] Disponible en: <https://sincal.es/descargas/desgasificacion-termica.pdf>. [consultado el 20/12/2024]
- *ECOTEC: Desorción de olores*. *ecotec.es*. En línea, [s.f.]. Disponible en: <https://www.ecotec.es/desorción-de-aire-stripping.php> [consultado el 24/11/2024]
- *Evaporadores para la Depuración de Aguas Residuales*. *Zewatech*. En línea, [s.f.]. Disponible en: <https://zewatech.com/> [consultado el 25/11/2024]
- Felder, R.M. y Rousseau, R.W, 2004. Principios Elementales de los Procesos Químicos, 3ª Edición, Limusa Wiley. ISBN 968186169.
- XI, X., ZHOU, Y., GUO, C., YANG, L. y DU, X., 2015. Characteristics of Organic Rankine Cycles with Zeotropic Mixture for Heat Recovery of Exhaust Gas of Boiler. *Energy Procedia*, vol. 75, ISSN 18766102.

APÉNDICES

A. Lista de símbolos

AC	Acero al carbono
ΔT	Diferencia de temperatura
c_p	Calor específico
CAPEX	<i>Capital Expenditures</i>
CIR	Centro de Interpretación de Residuos
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
CTR	Centro de Tratamiento de Residuos
d_i	Diámetro interno
DN	Diámetro nominal
DQO	Demanda Química Orgánica
DN	Diámetro nominal
EG	Etilenglicol
GEI	Gases de Efecto Invernadero
HI	<i>High Temperature</i>
IDAE	Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
LT	<i>Low Temperature</i>
m	Flujo másico
MER	Material Específico de Riesgo
MTD	Mejores Técnicas Disponibles
OC	Obra civil
OMIE	Operador del Mercado Ibérico de Energía
OCU	Organización de Consumidores y Usuarios
OPEX	<i>Operational Expenditures</i>
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>
PEAD	Polietileno de Alta Densidad
PE-RT	Polietileno Reticulado Preaislado
PP	Polipropileno
PUR	Poliuretano rígido
Q	Energía calorífica
RNP	Residuos No Peligrosos
RP	Residuos Peligrosos
T	Temperatura

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:							
6	Size:	1270 - 2540	mm	Type:	BEM Horizontal	Connected in:		9 parallel	1 series	
7	Surf/unit(eff.)	2358,2	m ²	Shells/unit	9	Surf/shell(eff.)		282	m ²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation					Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name					AGUA CIRCUITO		GASES COMBUSTION		
11	Fluid quantity, Total	kg/s		31,21		12,7525		12,7525		
12	Vapor (In/Out)	kg/s		0		0		12,7525		12,7525
13	Liquid	kg/s		31,21		31,21		0		0
14	Noncondensable	kg/s		0		0		0		0
15										
16	Temperature (In/Out)	°C		80		95		350		200
17	Bubble / Dew point	°C		/		/		/		/
18	Density Vapor/Liquid	kg/m ³		/ 939,27		/ 923,66		0,03 /		0,03 /
19	Viscosity	mPa-s		/ 0,3554		/ 0,2956		0,0307 /		0,025 /
20	Molecular wt, Vap							28,51		28,51
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat	kJ/(kg-K)		/ 4,56		/ 4,589		1,14 /		1,099 /
23	Thermal conductivity	W/(m-K)		/ 0,6645		/ 0,6739		0,0468 /		0,0365 /
24	Latent heat	kJ/kg								
25	Pressure (abs)	bar		3		2,98034		0,05		0,0414
26	Velocity (Mean/Max)	m/s		0,02 / 0,03		94,52 / 98,79				
27	Pressure drop, allow./calc.	bar		0,49987		0,01966		0,01		0,0086
28	Fouling resistance (min)	m ² -K/W		0,00034		9E-05		0,0001		Ao based
29	Heat exchanged	2140,7	kW		MTD (corrected)		179,59			°C
30	Transfer rate, Service	5,1	Dirty		8,8	Clean		8,8	W/(m ² -K)	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
32					Shell Side		Tube Side		Sketch	
33	Design/Vacuum/test pressure:g	bar		3,44738 /		3,44738 /				
34	Design temperature / MDMT	°C		132,22 /		387,78 /				
35	Number passes per shell			1		1				
36	Corrosion allowance	mm		0		0				
37	Connections	mm		1 76,2 / -		1 812,8 / -				
38	Size/Rating	Out		1 50,8 / -		1 812,8 / -				
39	Nominal	Intermediate		/ -		/ -				
40	Tube #: 1359	OD: 25,4	Tks. Average 1,65	mm	Length: 2540	mm	Pitch: 31,75	mm	Tube pattern:30	
41	Tube type: Plain	Insert:None		Fin#: #/m		Material:SS 304				
42	Shell SS 304	ID 1270	OD 1285,88		mm	Shell cover		-		
43	Channel or bonnet	SS 304		-		Channel cover		-		
44	Tubesheet-stationary	SS 304		-		Tubesheet-floating		-		
45	Floating head cover	-		-		Impingement protection		None		
46	Baffle-cross SS 304	Type		Single segmental	Cut(%d)	19,69	HorizSpacing: c/c 285,75		mm	
47	Baffle-long -	Seal Type				Inlet	493,71	mm		
48	Supports-tube	U-bend		0		Type				
49	Bypass seal			Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')				
50	Expansion joint	-		Type		None				
51	RhoV2-Inlet nozzle	563	Bundle entrance		6	Bundle exit		6	kg/(m-s ²)	
52	Gaskets - Shell side	-		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe				
53	Floating head	-								
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class		R - refinery service			
55	Weight/Shell	6902,6	Filled with water	13660,7	Bundle	4314,5	kg			
56	Remarks									
57										
58										

Figura 19. Diseño mecánico del intercambiador de gases de combustión motores de exportación (apoyo a la caldera)



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

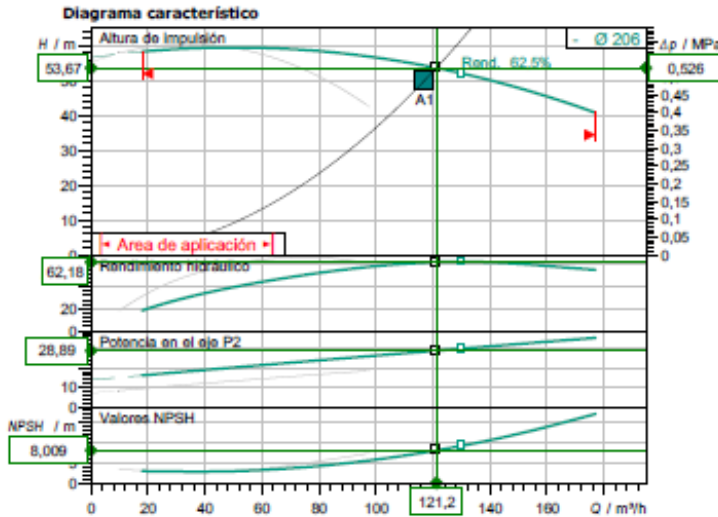
Datos técnicos

Bomba doble estándar de rotor seco
DL 65/210-18,5/2

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2023-11-15 13:01:01.834

ID proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 15.11.2023



Datos proyectados

Caudal	117,00 m³/h
Altura	50,00 m
Fluidos	Agua 100 %
Temperatura del fluido	20,00 °C
Densidad	998,20 kg/m³
Viscosidad cinemática	1,00 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal	121,21 m³/h
Altura	53,67 m
Potencia en el eje P2	28,89 kW
Rendimiento hidráulico	62,18 %
NPSH	8,01 m

Datos de los productos

Bomba doble estándar de rotor seco
DL 65/210-18,5/2

Presión máxima de trabajo	1,6 MPa
Temperatura del fluido	-20 °C ... +140 °C
Máx. temperatura ambiente	40 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI)	≥ 0.4

Datos del motor

Nivel de eficiencia del motor	IE3
Alimentación eléctrica	3~ 400 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible	+10 %
Velocidad nominal	2900 1/min
Potencia nominal P2	18,50 kW
Intensidad nominal	31,80 A
Factor de potencia	0,91
Rendimiento	50% / 75% / 100%
Grado de protección	IP55
Clase de aislamiento	F
Protección de motor	Sensor PTC integrado

Medidas de conexión

Conexión de tubería del lado de aspiración	DN 16
Conexión de tubería del lado de impulsión	DN 65, PN 16
Longitud	475 mm

Materiales

Carcasa de la bomba	5.1301/EN-GJL-250
Rodete	EN-GJL-200
Linterna	5.1301/EN-GJL-250
Eje	Acero inoxidable
Junta del eje	AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox.	389 kg
Referencia	2121047

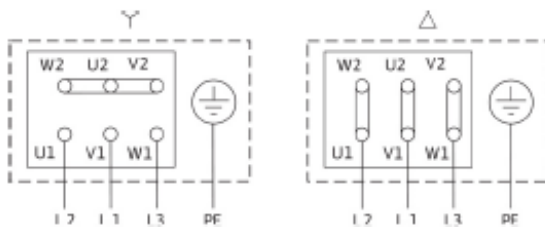
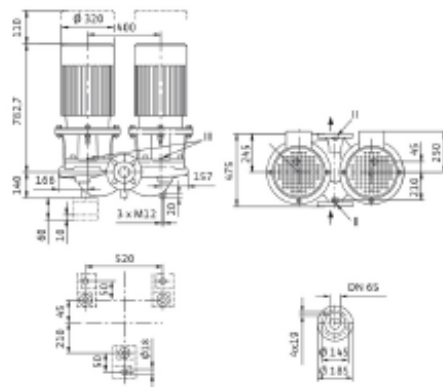


Figura 20. Bomba de recirculación circuito primario (desde intercambiador de gases) para apoyo a la caldera

SC-N-052L/070

Lado Caliente

Común

Lado Frio

DATOS DE OPERACIÓN

Fluido		Agua		Agua
Potencia	kW		1.981,00	
Temperatura de entrada	°C	106,0		80,0
Temperatura de salida	°C	100,0		95,0
Caudal	m ³ /h	294,69		117,00
Pérdida de carga	kPa	48,77		8,41
LMTD	°C		15,05	
U-Disponible / U-Requerida	W/(m ² ·°C)		5.327 / 3.584	
Factor de Ensuciamiento	m ² ·°C/kW		0,0913	
Sobredimensionamiento	%		49	
Presión admisible / prueba	bar		10 / 14,3	
Temperatura máx. admisible	°C		115	

CONSTRUCCIÓN

Pasos			1	
Configuración		35L		34L
Nº de placas			70	
Área total de intercambio	m ²		36,72	
Conexión (Tipo / Tamaño)			Embridado / DN 150	
Material de las conexiones			Acero al carbono	
Placas (Material / Espesor)	/ mm		AISI 304 / 0,5	
Material de juntas			NBR(P) Clip on	
Largo / Ancho / Alto	mm		1.041 / 585 / 1.730	
Volumen (por circuito)	l	72,80		70,72
Peso vacío / lleno	kg		747,8 / 885,9	

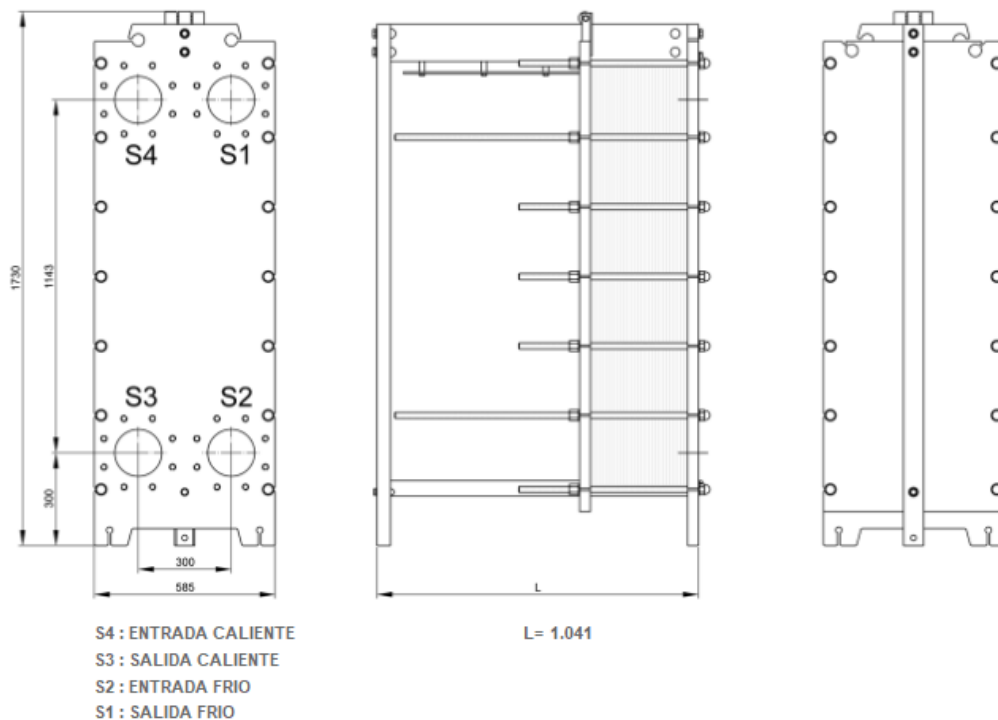


Figura 21. Intercambiador de placas para circuito HT motores (apoyo a caldera)

Cliente

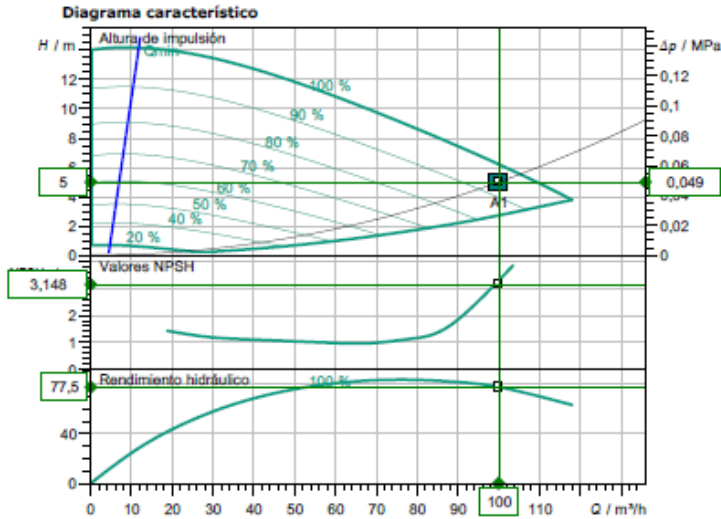
Datos técnicos

**Bomba simple de alta eficiencia de rotor seco
Stratos GIGA B 80/1-13/1,9**

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2023-11-16 09:02:28.879

ID proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 16.11.2023



Datos proyectados

Caudal	100,00 m³/h
Altura	5,00 m
Fluidos	Agua 100 %
Temperatura del fluido	20,00 °C
Densidad	998,20 kg/m³
Viscosidad cinemática	1,00 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal	100,00 m³/h
Altura	5,00 m
Potencia absorbida P1	2,03 kW
NPSH	3,15 m

Datos de los productos

Bomba simple de alta eficiencia de rotor seco Stratos GIGA B 80/1-13/1,9	
Modo de funcionamiento	n-const
Presión máxima de trabajo	1,6 MPa
Temperatura del fluido	-20 °C ... +140 °C
Máx. temperatura ambiente	40 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI)	≥ 0.7

Datos del motor

Tipo de motor	Motor EC
Clase de eficiencia	IE5
Alimentación eléctrica	3~ 400 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible	+10 %
Velocidad máx.	2300 1/min
Potencia nominal P2	2,30 kW
Intensidad nominal	4,70 A
Grado de protección	IP55
Clase de aislamiento	F
Protección de motor	Sensor PTC Integrado

Medidas de conexión

Conexión de tubería del lado de aspiración	DN100, PN 16
Conexión de tubería del lado de impulsión	DN80, PN 16
Longitud	-

Materiales

Carcasa de la bomba	5.1301, EN-GJL-250 con revestimiento
Rodete	PPS-GF40
Linterna	5.1301, EN-GJL-250 con revestimiento
Eje	1.4542
Junta del eje	AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox.	62 kg
Referencia	2189123

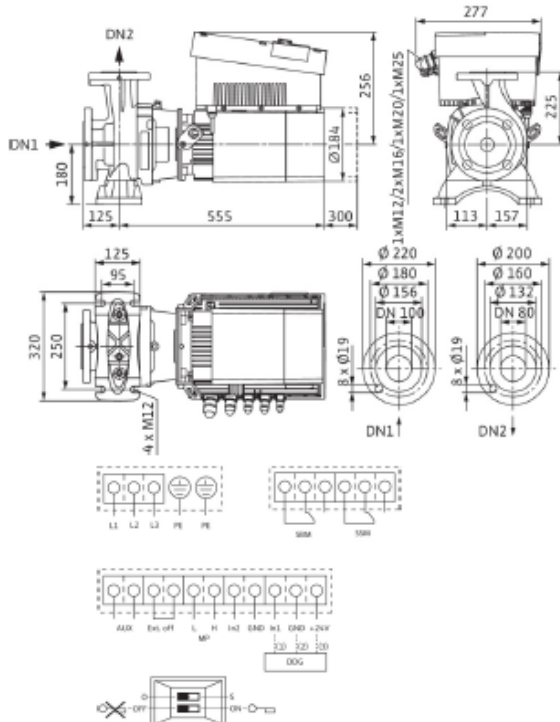


Figura 22. Bombas derivación de caudal circuito HT motores (apoyo a caldera)



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Ciente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

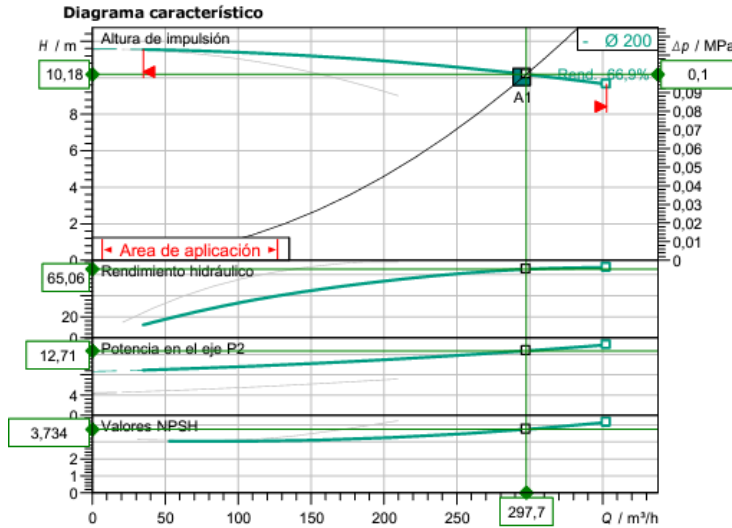
Datos técnicos

**Bomba doble estándar de rotor seco
DL 150/200-7,5/4**

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2023-11-15 13:01:01.834

ID proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 15.11.2023



Datos proyectados

Caudal 295,00 m³/h
Altura 10,00 m
Fluidos Agua 100 %
Temperatura del fluido 20,00 °C
Densidad 998,20 kg/m³
Viscosidad cinemática 1,00 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal 297,68 m³/h
Altura 10,18 m
Potencia en el eje P2 12,71 kW
Rendimiento hidráulico 65,06 %
NPSH 3,73 m

Datos de los productos

Bomba doble estándar de rotor seco
DL 150/200-7,5/4
Presión máxima de trabajo 1,6 MPa
Temperatura del fluido -20 °C ... + 140 °C
Máx. temperatura ambiente 40 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI) ≥ 0.4

Datos del motor

Nivel de eficiencia del motor IE3
Alimentación eléctrica 3~ 400 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible +-10 %
Velocidad nominal 1450 1/min
Potencia nominal P2 7,50 kW
Intensidad nominal 14,90 A
Factor de potencia 0,81
Rendimiento 50% / 75% / 100% 87,4/ 89,3/89,8%
Grado de protección IP55
Clase de aislamiento F
Protección de motor Sensor PTC integrado

Medidas de conexión

Conexión de tubería del lado de aspiración DN 150, PN 16
Conexión de tubería del lado de impulsión DN 150, PN 16
Longitud 700 mm

Materiales

Carcasa de la bomba 5.1301/EN-GJL-250
Rodete EN-GJL-200
Linterna 5.1301/EN-GJL-250
Eje Acero inoxidable
Junta del eje AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox. 425 kg
Referencia 2120992

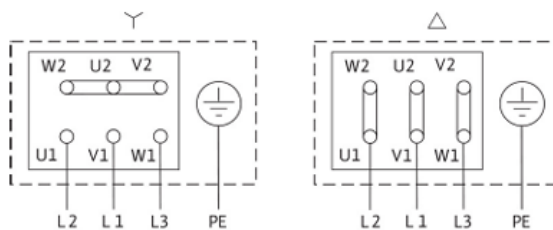
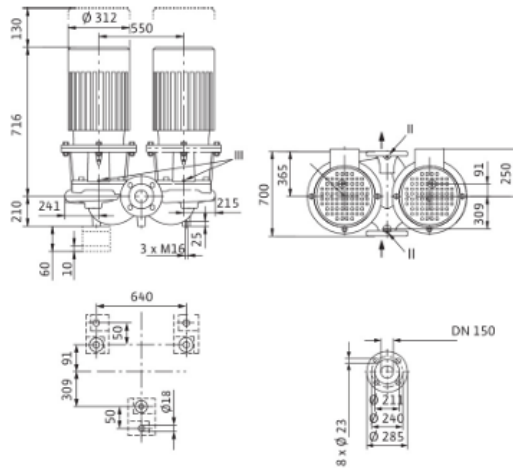


Figura 23. Bomba recirculación circuito primario (desde circuito HT motores de exportación) para apoyo a caldera

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:					
2	Location:					
3	Service of Unit:			Our Reference:		
4	Item No.:			Your Reference:		
5	Date:	Rev No.:	Job No.:			
6	Size:	940 - 1879,6	mm	Type:	BEM Horizontal	Connected in: 3 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	313,7	m ²	Shells/unit	3	Surf/shell(eff.) 104,6 m ²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side	
10	Fluid name		AGUA CIRCUITO		GASES COMBUSTION	
11	Fluid quantity, Total		kg/s		4,04	
12	Vapor (In/Out)		kg/s		0 0	
13	Liquid		kg/s		2,2269 2,2269	
14	Noncondensable		kg/s		0 0	
15						
16	Temperature (In/Out)		°C		100 120 350 200	
17	Bubble / Dew point		°C		134,83 / 134,83 134,58 / 134,58 / /	
18	Density Vapor/Liquid		kg/m ³		/ 918,38 / 896,87 0,03 / 0,03 /	
19	Viscosity		mPa-s		/ 0,2795 / 0,2287 0,0307 / 0,025 /	
20	Molecular wt, Vap				28,51 28,51	
21	Molecular wt, NC					
22	Specific heat		kJ/(kg-K)		/ 4,6 / 4,658 1,14 / 1,099 /	
23	Thermal conductivity		W/(m-K)		/ 0,6764 / 0,6835 0,0468 / 0,0365 /	
24	Latent heat		kJ/kg			
25	Pressure (abs)		bar		3 2,97783 0,05 0,04387	
26	Velocity (Mean/Max)		m/s		0,01 / 0,01 88,55 / 95,43	
27	Pressure drop, allow/calc.		bar		0,49987 0,02217 0,01 0,00613	
28	Fouling resistance (min)		m ² -K/W		0,00034 9E-05 0,0001 Ao based	
29	Heat exchanged		373,8 kW		MTD (corrected) 156,56 °C	
30	Transfer rate, Service		7,6 Dirty 9,1 Clean 9,2 W/(m ² -K)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch	
32			Shell Side		Tube Side	
33	Design/Vacuum/test pressure:g		bar		3,44738 / / 3,44738 / /	
34	Design temperature / MDMT		°C		160 / 387,78 / /	
35	Number passes per shell		1		1	
36	Corrosion allowance		mm		0 0	
37	Connections		In mm		1 31,75 / - 1 609,6 / -	
38	Size/Rating		Out		1 31,75 / - 1 609,6 / -	
39	Nominal		Intermediate		/ - / -	
40	Tube #: 737		OD: 25,4 Tks. Average 1,65 mm		Length: 1879,6 mm Pitch: 31,75 mm Tube pattern: 30	
41	Tube type: Plain		Insert: None		Fin#: #/m Material: SS 304	
42	Shell SS 304		ID 939,8 OD 952,5 mm		Shell cover -	
43	Channel or bonnet		SS 304		Channel cover -	
44	Tubesheet-stationary		SS 304		Tubesheet-floating -	
45	Floating head cover		-		Impingement protection None	
46	Baffle-cross SS 304		Type Single segmental Cut(%d)		35,37 Horiz: Spacing: c/c 406,4 mm	
47	Baffle-long -		Seal Type		Inlet 685,8 mm	
48	Supports-tube		U-bend 0		Type	
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')	
50	Expansion joint		-		Type None	
51	RhoV2-Inlet nozzle 2121		Bundle entrance 1		Bundle exit 1 kg/(m-s ²)	
52	Gaskets - Shell side		-		Tube side Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head		-			
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service	
55	Weight/Shell		3061,7 Filled with water 5816,2		Bundle 1763,7 kg	
56	Remarks					
57						
58						

Figura 24. Diseño mecánico intercambiador gases combustión (opción 1)

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:					
2	Location:					
3	Service of Unit:		Our Reference:			
4	Item No.:		Your Reference:			
5	Date:	Rev No.:	Job No.:			
6	Size: 2000 - 4000	mm	Type: BEM	Horizontal	Connected in: 1 parallel	1 series
7	Surf/unit(eff.)	1057,2	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.) 1057,2 m ²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side	
10	Fluid name		AGUA CALIENTE		AIRE HORNO	
11	Fluid quantity, Total		kg/s		3,7317	
12	Vapor (In/Out)		kg/s		0 0 4,05 4,05	
13	Liquid		kg/s		3,7317 3,7317 0 0	
14	Noncondensable		kg/s		0 0 0 0	
15						
16	Temperature (In/Out)		°C		120 100 15 100	
17	Bubble / Dew point		°C		/ / / /	
18	Density Vapor/Liquid		kg/m ³		/ 896,87 / 918,38 0,06 / 0,04 /	
19	Viscosity		mPa-s		/ 0,2287 / 0,2795 0,018 / 0,0218 /	
20	Molecular wt, Vap				28,95 28,95	
21	Molecular wt, NC					
22	Specific heat		kJ/(kg-K)		/ 4,657 / 4,6 1,001 / 1,006 /	
23	Thermal conductivity		W/(m-K)		/ 0,6835 / 0,6764 0,0253 / 0,0312 /	
24	Latent heat		kJ/kg			
25	Pressure (abs)		bar		5 4,99136 0,05 0,03807	
26	Velocity (Mean/Max)		m/s		0,01 / 0,02 63,78 / 86,12	
27	Pressure drop, allow./calc.		bar		0,26 0,00865 0,012 0,01193	
28	Fouling resistance (min)		m ² -K/W		0,00034 9E-05 0,0001 Ao based	
29	Heat exchanged		kW		345,4 MTD (corrected) 44,94 °C	
30	Transfer rate, Service		7,3 Dirty 11,3 Clean 11,3		W/(m ² -K)	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch	
32			Shell Side		Tube Side	
33	Design/Vacuum/test pressure:g		bar		6 / / 3 / /	
34	Design temperature / MDMT		°C		155 / 135 /	
35	Number passes per shell				1 1	
36	Corrosion allowance		mm		0 0	
37	Connections		mm		1 76,2 / - 1 1066,8 / -	
38	Size/Rating		In		1 76,2 / - 1 1219,2 / -	
39	Nominal		Out		Intermediate / - / -	
40	Tube #: 3451 OD: 25,4 Tks. Average 1,65 mm Length: 4000 mm Pitch: 31,75 mm Tube pattern:30					
41	Tube type: Plain Insert:None Fin#: #/m Material:SS 304					
42	Shell SS 304		ID 2000 OD 2016 mm		Shell cover -	
43	Channel or bonnet SS 304				Channel cover -	
44	Tubesheet-stationary SS 304				Tubesheet-floating -	
45	Floating head cover -				Impingement protection None	
46	Baffle-cross SS 304		Type Single segmental Cut(%d) 19,75		Hori:Spacing: c/c 470 mm	
47	Baffle-long -		Seal Type		Inlet 744,48 mm	
48	Supports-tube U-bend		0		Type	
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A'1')	
50	Expansion joint -		Type None			
51	RhoV2-Inlet nozzle 683		Bundle entrance 3		Bundle exit 3 kg/(m-s ²)	
52	Gaskets - Shell side -		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head -					
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service			
55	Weight/Shell 22489,1		Filled with water 47210,7		Bundle 16663,5 kg	
56	Remarks					
57						
58						

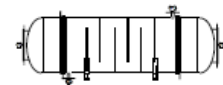


Figura 25. Diseño mecánico intercambiador precalentamiento de aire



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

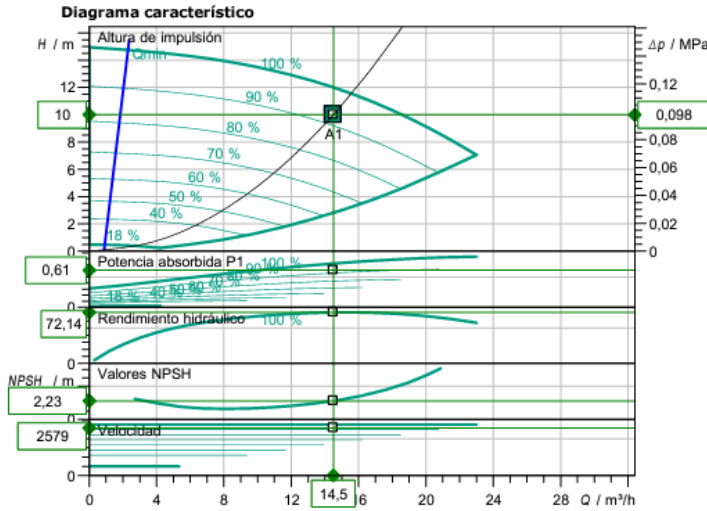
Datos técnicos

Bomba simple de alta eficiencia de rotor seco
Stratos GIGA2.0-I 40/1-14/M-0,7

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2023-11-16 13:47:44.397

ID proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 16.11.2023



Datos proyectados

Caudal	14,50 m³/h
Altura	10,00 m
Fluidos	Agua 100 %
Temperatura del fluido	20,00 °C
Densidad	998,20 kg/m³
Viscosidad cinemática	1,00 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal	14,50 m³/h
Altura	10,00 m
Potencia absorbida P1	0,61 kW
NPSH	2,23 m

Datos de los productos

Bomba simple de alta eficiencia de rotor seco	
Stratos GIGA2.0-I 40/1-14/M-0,75	
Modo de funcionamiento	n-const
Presión máxima de trabajo	1,6 MPa
Temperatura del fluido	-20 °C ... +140 °C
Máx. temperatura ambiente	50 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI)	≥ 0,7

Datos del motor

Tipo de motor	Motor EC
Clase de eficiencia	IE5
Alimentación eléctrica	1~ 230 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible	+10 %
Velocidad máx.	2100 1/min
Potencia nominal P2	0,75 kW
Intensidad nominal	4,00 A
Grado de protección	IP55
Clase de aislamiento	F
Protección de motor	Sensor PTC integrado

Medidas de conexión

Conexión de tubería del lado de aspiración	DN 40, PN 16
Conexión de tubería del lado de impulsión	DN 40, PN 16
Longitud	280 mm

Materiales

Carcasa de la bomba	5.1301/EN-GJL-250
Rodete	PPS-GF40
Linterna	5.1301, EN-GJL-250 con revestimiento
Eje	1.4057
Junta del eje	AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox.	35,6 kg
Referencia	2206912

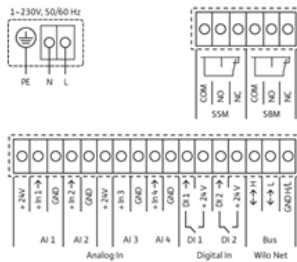
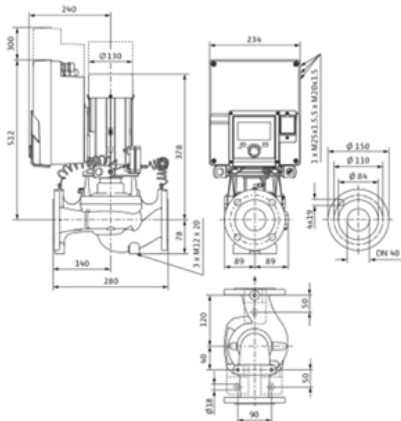


Figura 26. Bomba recirculación circuito primario (desde baterías recuperación gases)

Heat Exchanger Specification Sheet

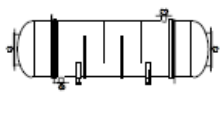
1	Company:														
2	Location:														
3	Service of Unit:					Our Reference:									
4	Item No.:					Your Reference:									
5	Date:	Rev No.:	Job No.:												
6	Size:	2025 - 4050	mm	Type:	BEM	Horizontal	Connected in:	1	parallel	1	series				
7	Surf/unit(eff.)	1097,1	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)	1097,1	m ²							
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT														
9	Fluid allocation			Shell Side				Tube Side							
10	Fluid name			AGUA CALIENTE				AIRE HORNO							
11	Fluid quantity, Total			12,4862				4,05							
12	Vapor (In/Out)			kg/s		0	0	4,05		4,05					
13	Liquid			kg/s		12,4862	12,4862	0		0					
14	Noncondensable			kg/s		0	0	0		0					
15															
16	Temperature (In/Out)			°C		106	100	15		100					
17	Bubble / Dew point			°C		/	/	/		/					
18	Density Vapor/Liquid			kg/m ³		/ 912	/ 918,38	0,06 /		0,04 /					
19	Viscosity			mPa-s		/ 0,2622	/ 0,2795	0,018 /		0,0218 /					
20	Molecular wt, Vap							28,95		28,95					
21	Molecular wt, NC														
22	Specific heat			kJ/(kg-K)		/ 4,615	/ 4,6	1,001 /		1,006 /					
23	Thermal conductivity			W/(m-K)		/ 0,679	/ 0,6764	0,0253 /		0,0312 /					
24	Latent heat			kJ/kg											
25	Pressure (abs)			bar		5	4,99176	0,05		0,03851					
26	Velocity (Mean/Max)			m/s		0,03 / 0,04		61,96 / 83,08							
27	Pressure drop, allow./calc.			bar		0,26	0,00824	0,012		0,01149					
28	Fouling resistance (min)			m ² -K/W		0,00034		9E-05		0,0001 Ao based					
29	Heat exchanged			345,4	kW		MTD (corrected)		29,83	°C					
30	Transfer rate, Service			10,6	Dirty		11	Clean		11,1	W/(m ² -K)				
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch								
32				Shell Side			Tube Side								
33	Design/Vacuum/test pressure:g			bar			6 / / /								
34	Design temperature / MDMT			°C			145 / /								
35	Number passes per shell						1 / /								
36	Corrosion allowance			mm			0 / /								
37	Connections			In		mm		1 152,4 / -				1 1117,6 / -			
38	Size/Rating			Out				1 152,4 / -				1 1219,2 / -			
39	Nominal			Intermediate				/ -		/ -					
40	Tube #:	3537	OD:	25,4	Tks. Average	1,65	mm	Length:	4050	mm	Pitch:	31,75	mm	Tube pattern:	30
41	Tube type: Plain			Insert:None			Fin#:			#/m Material:SS 304					
42	Shell SS 304			ID	2025	OD	2041	mm			Shell cover -				
43	Channel or bonnet			SS 304						Channel cover -					
44	Tubesheet-stationary			SS 304						Tubesheet-floating -					
45	Floating head cover			-						Impingement protection None					
46	Baffle-cross SS 304			Type	Single segmental		Cut(%d)	25,56	Hori:Spacing: c/c		645	mm			
47	Baffle-long -			Seal Type						Inlet		975,98	mm		
48	Supports-tube			U-bend		0		Type							
49	Bypass seal			Tube-tubesheet joint			Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')								
50	Expansion joint			-			Type		None						
51	RhoV2-Inlet nozzle			492	Bundle entrance		14	Bundle exit		13	kg/(m-s ²)				
52	Gaskets - Shell side			-			Tube side		Flat Metal Jacket Fibe						
53	Floating head			-											
54	Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class			R - refinery service					
55	Weight/Shell			23040,3	Filled with water		48877	Bundle		17042,5	kg				
56	Remarks														
57															
58															

Figura 27. Diseño mecánico intercambiador precalentamiento de aire (opción 2)



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Ciente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

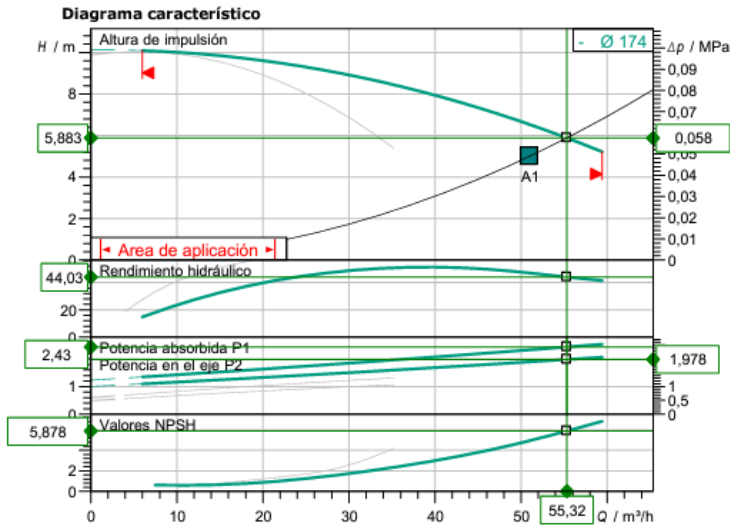
Datos técnicos

**Bomba doble estándar de rotor seco
DL 50/170-1,1/4**

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2023-11-21 13:22:29.113

ID proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 21.11.2023



Datos proyectados

Caudal	51,00 m³/h
Altura	5,00 m
Fluidos	Agua 100 %
Temperatura del fluido	20,00 °C
Densidad	998,20 kg/m³
Viscosidad cinemática	1,00 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal	55,32 m³/h
Altura	5,88 m
Potencia en el eje P2	1,98 kW
Rendimiento hidráulico	44,03 %
NPSH	5,88 m

Datos de los productos

Bomba doble estándar de rotor seco DL 50/170-1,1/4	
Presión máxima de trabajo	1,6 MPa
Temperatura del fluido	-20 °C ... +140 °C
Máx. temperatura ambiente	40 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI)	≥ 0.4

Datos del motor

Nivel de eficiencia del motor	IE3
Alimentación eléctrica	3~ 400 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible	+/-10 %
Velocidad nominal	1450 1/min
Potencia nominal P2	1,10 kW
Intensidad nominal	2,30 A
Factor de potencia	0,82
Rendimiento	80,1 / 83,5 / 84,1 %
Grado de protección	IP55
Clase de aislamiento	F
Protección de motor	no

Medidas de conexión

Conexión de tubería del lado de aspiración	DN 50, PN 16
Conexión de tubería del lado de impulsión	DN 50, PN 16
Longitud	340 mm

Materiales

Carcasa de la bomba	5.1301/EN-GJL-250
Rodete	EN-GJL-200
Linterna	5.1301/EN-GJL-250
Eje	Acero inoxidable
Junta del eje	AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox.	109 kg
Referencia	2120947

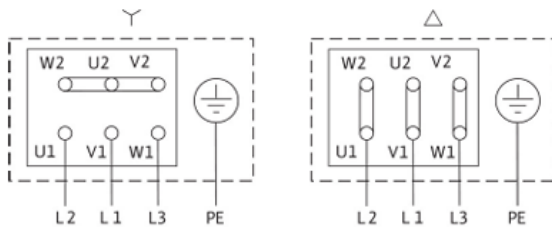
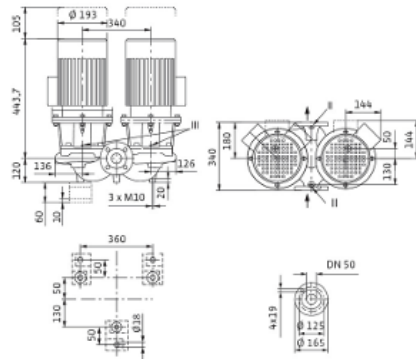


Figura 28. Bomba recirculación circuito primario (desde circuito HT motores exportación)



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

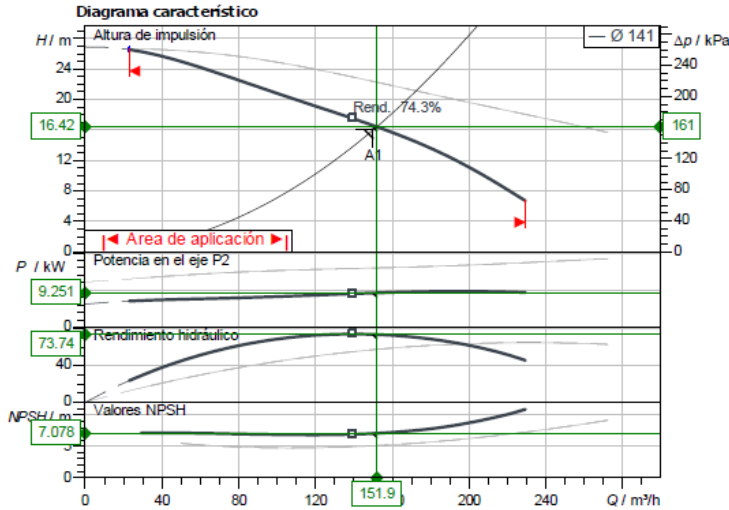
Datos técnicos

Bomba doble estándar de rotor seco
Atmos GIGA-D 100/120-11/2

ID proyecto Proyecto sin nombrar 2024-04-24 18:09:37.643

Nombre del proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 24.04.2024



Datos proyectados

Caudal 150.00 m³/h
Altura 16.00 m
Fluidos Agua 100 %
Temperatura del fluido 6.00 °C
Densidad 999.89 kg/m³
Viscosidad cinemática 1.47 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal 151.95 m³/h
Altura 16.42 m
Potencia en el eje P2 9.25 kW
Rendimiento hidráulico 73.74 %
NPSH 7.08 m

Datos de los productos

Bomba doble estándar de rotor seco
Atmos GIGA-D 100/120-11/2
Presión máxima de trabajo 1600 kPa
Temperatura del fluido -20 °C ... +140 °C
Máx. temperatura ambiente 40 °C
Índice de eficiencia mínima (MEI) ≥ 0.4

Datos del motor

Nivel de eficiencia del motor IE3
Alimentación eléctrica 3~400 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible +10 %
Velocidad nominal 2900 1/min
Potencia nominal P2 11.00 kW
Intensidad nominal 21.30 A
Factor de potencia 0.85
Rendimiento 50% / 75% / 100% 89.4/ 91/91.2%
Grado de protección IP55
Clase de aislamiento F
Protección de motor Sensor PTC integrado

Medidas de conexión

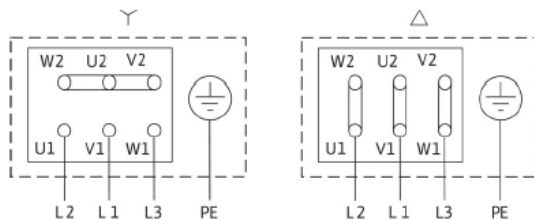
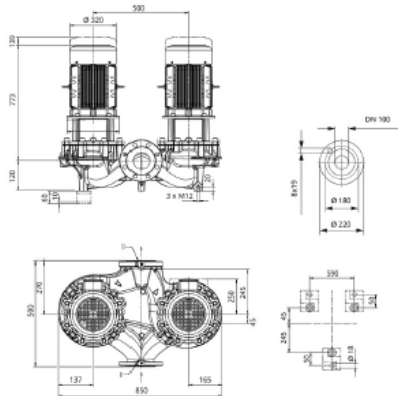
Conexión de tubería del lado de aspiración DN 100, PN 16
Conexión de tubería del lado de impulsión DN 100, PN 16
Longitud 500 mm

Materiales

Carcasa de la bomba 5.1301, EN-GJL-250 con revestimiento por
Rodete EN-GJL-200
Linterna 5.1301/EN-GJL-250
Eje 1.4122
Junta del eje AQ1EGG

Información de pedido

Peso aprox. 338 kg
Referencia 2225482



Queda reservado el derecho a realizar modificaciones

Versión Software Spaix® 5-2023.2 - 2024/04/17 (Build 415), 64 bit
Versión de datos 25.02.2024

Páginas 1 / 1

Figura 29. Bomba recirculación circuitos HT



Contacto
Correo electrónico
Teléfono

Cliente

Contacto
Correo electrónico
Teléfono

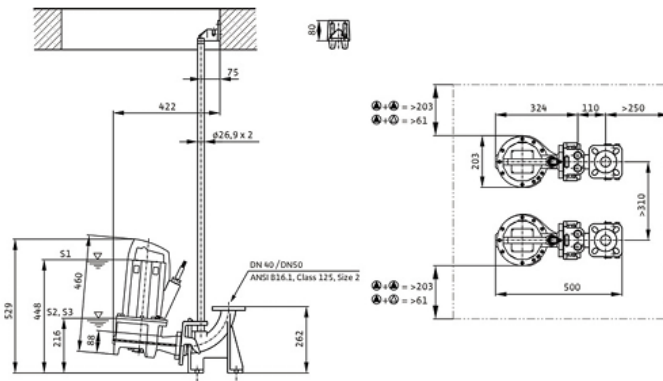
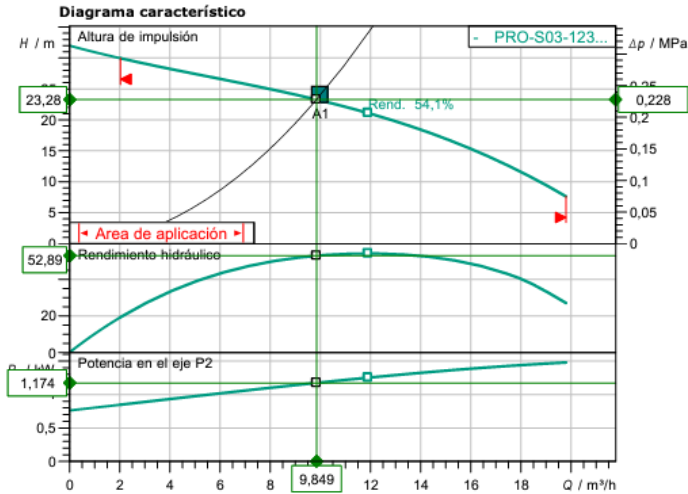
Datos técnicos

Bomba de motor sumergible para aguas residuales con
Rexa PRO-S03-123A/21M015X52

Nombre del proyecto Proyecto sin nombrar 2024-02-19 16:28:35.121

ID proyecto
Lugar de montaje
Nº pos. cliente

Fecha 19.02.2024



Datos proyectados

Caudal	10,00 m³/h
Altura	24,00 m
Fluidos	Aguas residuales 100 %
Temperatura del fluido	20,00 °C
Densidad	998,20 kg/m³
Viscosidad cinemática	1,00 mm²/s

Datos hidráulicos (Punto de trabajo)

Caudal	9,85 m³/h
Altura	23,28 m
Potencia absorbida P1	1,63 kW
Rendimiento total	38,08 %

Datos de los productos

Bomba de motor sumergible para aguas residuales con sistem
Rexa PRO-S03-123A/21M015X52/0

Sistema de corte	yes
Presión máxima de trabajo	0,352 MPa
Temperatura del fluido	3 °C ... + 40 °C
Profundidad de inmersión máxima	20 m
Tipo de rodete	Rodete de dos canales cor
Diámetro de rodete	150 mm

Datos del motor por motor/bomba

Alimentación eléctrica	1~ 230 V / 50 Hz
Tolerancia de tensión admisible	+/- 10 %
Factor de potencia cos φ	0,98
Potencia nominal P2	1,50 kW
Potencia absorbida P1	2,1 kW
Intensidad absorbida	9,30 A
Tipo de arranque	
Corriente de arranque	
Régimen nominal	2852 1/min
Grado de protección	IP68
Protección contra explosiones	ATEX
Motor protection	
Clase de aislamiento	F
Modo de func. (sumergido)	S1
Modo de func. (emergido)	S2-30 min, S3-25%

Cable

Longitud del cable de conexión	10 m
Tipo de cable	H07RN-F
Sección del cable	7G1,5
Enchufe de alimentación de red	no
Tipo de cable de conexión	Desconectable

Medidas de acoplamiento

Conexión de tubería del lado de impulsión DN 40, -/PN 6/10

Materiales / junta

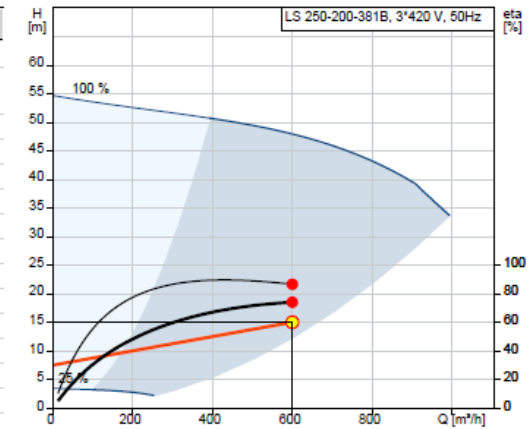
Carcasa de la bomba	5.1301/EN-GJL-250
Rodete	5.1301/EN-GJL-250
Eje	1.4401
Material de la junta del lado de la bomba	EPDM
Material de la junta del lado del motor	XPFF
Material de la junta	NBR
Material del motor	5.1301/EN-GJL-250

Información de pedido

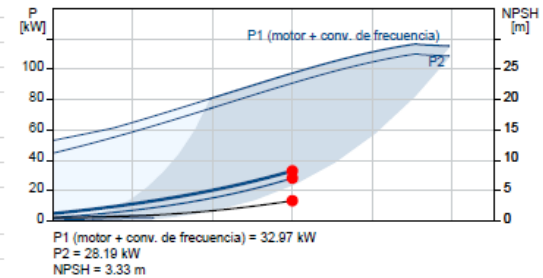
Peso neto aprox.	45 kg
Referencia	6093106

Figura 30. Bomba impulsión desde balsa de lixiviados

Descripción	Valor
Información general:	
Producto::	LS 250-200-381B ,1F2DSBBQE1 110/4
Código::	99486068
Número EAN::	5713829882591
Precio:	EUR 52829
Técnico:	
Caudal real calculado:	600 m³/h
Altura resultante de la bomba:	15 m
Diámetro real del impulsor:	381 mm
Impulsor nom.:	381 mm
Cierre primario:	BBQE
Homologaciones:	CE,EAC
Tolerancia de curva:	ISO9906:2012 2B
Versión de la bomba:	1
Enfriamiento:	IC 411
Sent. de giro:	CW
Minimum continous suction flow:	396.9 m³/h
Maximum head, actual impeller diameter:	54.68 m
Head rise to shut off:	27.43 %
Flow, best efficiency point (BEP):	788.1 m³/h
Flow ratio (calculated/BEP):	76.13 %
Head ratio (resulting/max. diameter):	31.28 %
Diameter ratio (actual/max.):	100.00 %
Maximum working pressure:	0.5339 MPa
Maximum allowable suction pressure limit:	1.066 MPa
Materiales:	
Carcasa de la bomba:	Hierro fundido
Carcasa de la bomba:	EN 1561 EN-GJL-250
Mat. de anillo de desgaste:	Latón
Impulsor:	Acero inoxidable
Impulsor:	EN 1.4308
Impulsor:	ASTM ASTM A351 CF8
Código de material:	DS
Eje:	EN 1.4021
Eje:	AISI 420
Eje:	Stainless steel
Instalación:	
Rango de temperaturas ambientes:	-20 .. 55 °C
Presión de trabajo máxima:	16 bar
Normativa de brida:	DIN
Entrada de bomba:	DN 250
Salida de bomba:	DN 200
Presión nominal para la conexión:	PN 16
Tipo de acoplamiento:	Pin and Bush coupling
Código de conexión:	F2
Líquido:	
Líquido bombeado:	Agua
Rango de temperatura del líquido:	0 .. 100 °C
Temperatura del líquido durante el funcionamiento:	30 °C
Densidad:	995.6 kg/m³
Viscosidad cinemática:	1 mm²/s
Datos eléctricos:	
Tipo de motor:	SIEMENS



Q = 600 m³/h H = 15 m
 n = 64 % (31.5Hz) Líquido bombeado = Agua
 Densidad = 995.6 kg/m³ Bomba eta = 86.6 %
 Temperatura del líquido durante el funcionamiento = 30 °C
 Bomb+motor+conv.frecuenc Eta = 74 %



P1 (motor + conv. de frecuencia) = 32.97 kW
 P2 = 28.19 kW
 NPSH = 3.33 m

Figura 31. Bomba para circuito refrigeración condensado evaporador

Descripción	Valor
Información general:	
Producto::	NBGE 80-65-160/158 VAAF2CVSBQQVLYB
Código::	92822459
Número EAN::	5715120093225
Precio:	EUR 9692
Técnico:	
Velocidad de bomba en la que se basan los datos de bomba:	1747 rpm
Caudal real calculado:	10 m³/h
Altura resultante de la bomba:	9 m
Diámetro real del impulsor:	158 mm
Diámetro nominal del impulsor:	160
Tipo de impulsor:	SuperVortex
Partícula máx.:	20 mm
Disp. de cierre:	Single
Diámetro del eje:	24 mm
Código del cierre:	BQQV
Tolerancia de curva:	ISO9906:2012 3B2
Versión de la bomba:	A
Diseño rodamiento:	Standard
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición
Carcasa de la bomba:	EN-GJL-250
Carcasa de la bomba:	ASTM class 35
Mat. de anillo de desgaste:	Latón
Impulsor:	Fundición
Impulsor:	EN-GJL-200
Impulsor:	ASTM class 30
Internal pump house coating:	CED
Código de material:	C
Código para caucho:	V
Eje:	Stainless steel
Eje:	EN 1.4401
Eje:	AISI 316
Instalación:	
Rango de temperaturas ambientales:	-20 .. 50 °C
Presión de trabajo máxima:	16 bar
Normativa de conexión de tubería:	EN 1092-2
Tamaño de la conexión de entrada:	DN 80
Tamaño de la conexión de salida:	DN 65
Presión nominal para la conexión:	PN 16
Lubricación de rodamiento:	Grease
Carcasa de bomba con pie:	Yes
Sí = Con bloque de soporte, No = Sin bloque de soporte:	N
Código de conexión:	F2
Líquido:	
Líquido bombeado:	Agua
Rango de temperatura del líquido:	-10 .. 90 °C
Temperatura del líquido durante el funcionamiento:	40 °C
Densidad:	992.2 kg/m³
Viscosidad cinemática:	1 mm²/s

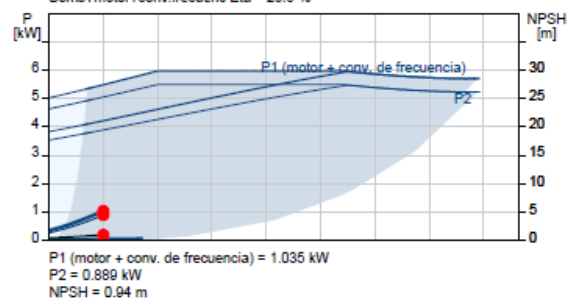
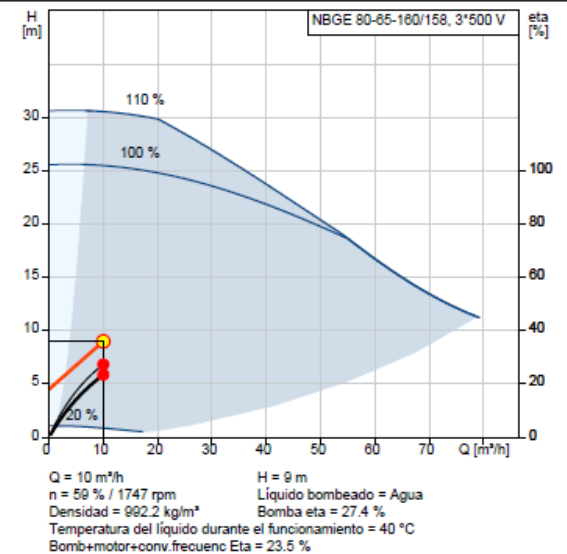
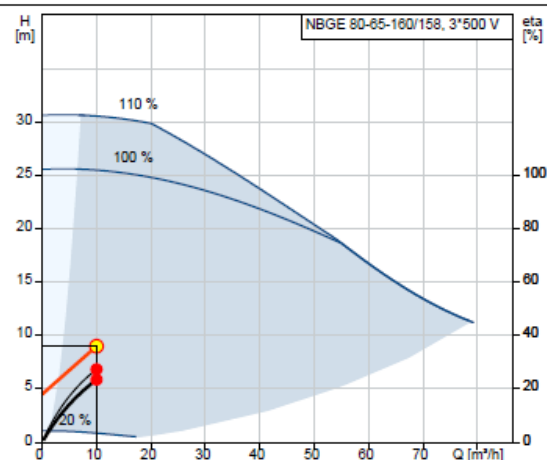
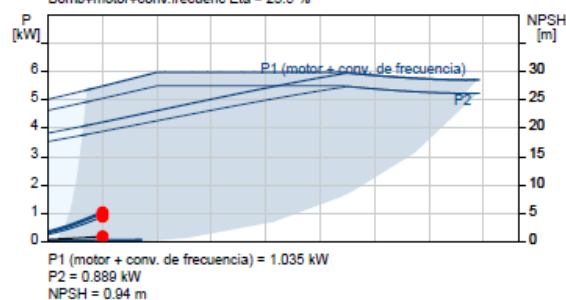


Figura 32. Bomba para ingreso de condensado a Stripping – Scrubber

Descripción	Valor
Información general:	
Producto::	NBGE 80-65-160/158 VAAF2CVSBQQVLYB
Código::	92822459
Número EAN::	5715120093225
Precio:	EUR 9692
Técnico:	
Velocidad de bomba en la que se basan los datos de bomba:	1747 rpm
Caudal real calculado:	10 m³/h
Altura resultante de la bomba:	9 m
Diámetro real del impulsor:	158 mm
Diámetro nominal del impulsor:	160
Tipo de impulsor:	SuperVortex
Partícula máx.:	20 mm
Disp. de cierre:	Single
Diámetro del eje:	24 mm
Código del cierre:	BQQV
Tolerancia de curva:	ISO9906:2012 3B2
Versión de la bomba:	A
Diseño rodamiento:	Standard
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición
Carcasa de la bomba:	EN-GJL-250
Carcasa de la bomba:	ASTM class 35
Mat. de anillo de desgaste:	Latón
Impulsor:	Fundición
Impulsor:	EN-GJL-200
Impulsor:	ASTM class 30
Internal pump house coating:	CED
Código de material:	C
Código para caucho:	V
Eje:	Stainless steel
Eje:	EN 1.4401
Eje:	AISI 316
Instalación:	
Rango de temperaturas ambientes:	-20 .. 50 °C
Presión de trabajo máxima:	16 bar
Normativa de conexión de tubería:	EN 1092-2
Tamaño de la conexión de entrada:	DN 80
Tamaño de la conexión de salida:	DN 65
Presión nominal para la conexión:	PN 16
Lubricación de rodamiento:	Grease
Carcasa de bomba con pie:	Yes
Sí = Con bloque de soporte, No = Sin bloque de soporte:	N
Código de conexión:	F2
Líquido:	
Líquido bombeado:	Agua
Rango de temperatura del líquido:	-10 .. 90 °C
Temperatura del líquido durante el funcionamiento:	40 °C
Densidad:	992.2 kg/m³
Viscosidad cinemática:	1 mm²/s



Q = 10 m³/h H = 9 m
 n = 59 % / 1747 rpm Líquido bombeado = Agua
 Densidad = 992.2 kg/m³ Bomba eta = 27.4 %
 Temperatura del líquido durante el funcionamiento = 40 °C
 Bomb+motor+conv.frecuenc Eta = 23.5 %



P1 (motor + conv. de frecuencia) = 1.035 kW
 P2 = 0.889 kW
 NPSH = 0.94 m

Figura 33. Bomba vertido agua tratada a emisario

2.- VERTIDOS AL SISTEMA GENERAL DE SANEAMIENTO DE LA RÍA DE AVILÉS

Se autoriza el vertido de las aguas residuales de proceso industrial al Sistema General de Saneamiento de la Ría de Avilés, según lo dispuesto en la Ley del Principado de Asturias 5/2002, de 3 de junio, con los condicionantes que se señalan a continuación:

1. El vertido autorizado corresponde al efluente de la balsa de agua tratada "Flujo E₁" definido en el "Proyecto básico para la solicitud de la Autorización Ambiental Integrada de las instalaciones de COGERSA en Serín", suscrito por D.ª Sonia Llana Alonso, con fecha noviembre de 2006, y visado por el Colegio Oficial de Geólogos, inscrito en el folio 55, nº 3808, con fecha 19 diciembre de 2006.
2. El vertido se realizará a la arqueta de conexión IN-07 del colector interceptor de aguas residuales industriales de la Ría de Avilés, ubicada en las proximidades de la rotonda de Tabaza, a través de la conducción definida en el "Proyecto de colector de lixiviados, desde la planta del vertedero central de Asturias hasta el colector de industriales de la ría de Avilés", redactado en septiembre de 1998 por el Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos D. Amaro Blanco Díaz y en el "Proyecto de conexión del vertido de COGERSA al colector interceptor de la margen derecha de la ría de Avilés", redactado en abril de 2011 por la Dirección Técnica de la Confederación Hidrográfica del Cantábrico.
3. El volumen anual máximo de vertido que se autoriza es de 300.000 m³, con un caudal medio horario de 35 m³/h, un caudal máximo horario de 55 m³/h y un caudal máximo diario de 1.320 m³/d.
4. Los parámetros característicos de la calidad del vertido serán los que se indican a continuación, con los valores límites que para cada uno de ellos se especifican:

PARÁMETRO	Valor medio mensual	Valor medio diario	Valor máximo puntual
Temperatura (°C)	< 40	< 40	< 40
pH	6 a 9	6 a 9	6 a 9
Conductividad (µS/cm)	16.000	16.000	30.000
Aceites y grasas (mg/l)	15	20	50
Hidrocarburos (mg/l)	5	5	15
Sólidos en suspensión (mg/l)	150	150	500
Materia sedimentable (ml/l)	2	2	10
DBO ₅ (mg/l)	300	300	400
DQO (mg/l)	1.100	1.200	1.600
Nitrógeno amoniacal (mg/l)	50	55	60
Aluminio (mg/l)	1	1	10
Arsénico (mg/l)	0,3	0,3	0,8
Bario (mg/l)	5	5	5
Boro (mg/l)	10	10	12

11 de 14

Figura 34. Parámetros de vertido al sistema de saneamiento de la ría de Avilés (parte 1)

Cadmio (mg/l)	0,02	0,02	0,3
Cianuros totales (mg/l)	0,3	0,3	1
Cobre (mg/l)	0,8	0,8	4
Cromo total (mg/l)	0,8	0,8	3
Cromo hexavalente (mg/l)	0,1	0,1	0,5
Estaño (mg/l)	0,8	0,8	3
Fenoles totales (mg/l)	0,5	0,5	1
Fluoruros (mg/l)	5	5	10
Hierro (mg/l)	3	3	6
Manganeso (mg/l)	0,8	0,8	1
Mercurio (mg/l)	0,01	0,01	0,05
Níquel (mg/l)	0,8	0,8	3
Plata (mg/l)	0,3	0,3	0,5
Plomo (mg/l)	0,3	0,3	0,8
Selenio (mg/l)	0,08	0,08	0,3
Sulfuros (mg/l)	1	1	2
Zinc (mg/l)	3	3	6

Figura 35. Parámetros de vertido al sistema de saneamiento de la ría de Avilés (parte 2)

B. Otros

Tabla XLVI. Cálculo del calor potencialmente aprovechable de las balsas de permeado

Balsas de permeado						
Q (m ³ /h)	Q (kg/h)	c _p (kJ/kg °C)	T _{entrada} (°C)	ΔT (°C)	Q (kW)	Energía disponible (MWh/año)
40	39.748	4,180	36	10	462	4.043

Tabla XLVI. Cálculo del calor potencialmente aprovechable de los gases de escape de los motores de exportación

Motores exportación							
Fluido	Modelo	Q (kg/h)	c _p (kJ/kg °C)		T _{salida} (°C)	ΔT (°C)	Energía disponible (MWh/año)
			Método 1	Método 2			
Gases de escape	WAUKESHA L5790 GLD (x5)	4957	1,026	1,110	339	150	8.472
	WAUKESHA L7042GLD (x2)	5836	1,029	1,120	365	150	3.999
	DEUTZ TBG 620 V16K	6693	1,040	1,150	487	150	2.318
Motor autoconsumo							
Fluido	Modelo	Q (kg/h)	c _p (kJ/kg °C)		T _{salida} (°C)	ΔT (°C)	Energía disponible (MWh/año)
			Método 1	Método 2			
Gases de escape	GUASCOR FGLD 360	3180	1,032	1,130	403	200	1.458