



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

**Optimización termo-económica de un sistema
integrado de recuperación, almacenamiento y
valoración energética del calor de los gases de
escape de los equipos de potencia de la Central
Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Autor: Berciano Rueda, Emilio José
Director: Solano Fernández, Juan Pedro
Codirector: Mulas Pérez, Javier

Cartagena, septiembre de 2019



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. El Sector Energético en Europa	9
1.1.1. Estrategia Energética actual.....	9
1.1.2. El Sector Energético en España	12
1.1.3. El Sector Energético en las Islas Canarias.....	14
1.2. Caso de estudio. Central de Las Salinas (Fuerteventura).....	15
1.3. Almacenamiento de Energía.	18
1.3.1. EnergyNest	20
1.4. Objetivos del proyecto y condiciones de trabajo.....	22
1.4.1. Planteamiento de ideas y posibles soluciones.....	23
1.5. Propuesta de solución: ORC.	25
2. METODOLOGÍA	27
2.1. Análisis y acometida del proyecto.....	27
2.2. Datos iniciales. Prediseño del primer intercambiador de calor.....	27
2.2.1. Perfil de funcionamiento de la turbina	33
2.2.2. Perfil de funcionamiento de los motores Diesel	35
2.2.3. Aceite térmico	36
2.3. Modelos matemáticos.....	37
2.3.1. Intercambiador de calor.....	37
2.3.2. EnergyNest	41
2.3.3. Posibles configuraciones del sistema.....	46
2.4. Cálculos justificativos de la potencia de la bomba.....	50
3. CICLO DE DESCARGA.....	53



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

3.1. Ciclo termodinámico	53
3.2. Fluido de trabajo	55
3.3. Cálculos y resultados obtenidos.....	56
3.3.1. Ciclo de descarga.....	56
3.3.2. Condiciones iniciales del ORC.....	60
3.4. Condensador	61
3.5. Resultados teóricos del ciclo ORC	61
3.6. Instalaciones y equipos auxiliares.....	64
3.7. Resumen de resultados	65
4. EMPLAZAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN EN PLANTA.....	66
4.1. Plano de la Central Térmica con los equipos y tuberías instalados	66
4.2. Plano P&ID del proyecto completo	67
5. AISLAMIENTO TÉRMICO	68
5.1. Tubería de gases de escape de la turbina GT2.....	70
5.2. Tubería de aceite térmico del tramo de carga.....	71
5.3. Tubería de aceite térmico del tramo de descarga.	71
5.4. Tubería de tolueno de entrada a la turbina ORC.	72
6. ANÁLISIS TERMOECONÓMICO.....	73
6.1. Estudio de mercado	73
6.1.1. Análisis previo de la situación actual	73
6.1.2. Análisis DAFO	74
6.2. Costes totales y posible variación de éstos.....	74
6.3. Ahorro debido a emisiones de CO ₂	76
6.4. Tasa de descuento e inflación	77
6.5. Retorno de inversión	78
6.5.1. Impuesto por venta de electricidad	78



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

6.5.2. Inflación del combustible y devaluación de la moneda	78
6.5.3. Financiación, interés y tiempo de amortización	79
6.5.4. Resultados económicos.....	79
6.5.5. Análisis de sensibilidad.....	81
7. CONCLUSIONES.....	84
8. BIBLIOGRAFÍA.....	85



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Generación acumulada en España el 15 de agosto de 2019 (REE).	12
Figura 2. Leyenda de la generación acumulada en España el 15 de agosto de 2019 a las 12:00 (REE).	13
Figura 3. Generación acumulada en Gran Canaria el 15 de agosto de 2019 a las 12:00 (REE).....	14
Figura 4. Leyenda de la generación acumulada en Gran Canaria el 15 de agosto de 2019 a las 12:00 (REE).	15
Figura 5. Central térmica Las Salinas en Puerto del Rosario, Fuerteventura.....	16
Figura 6. Principales características de las Turbinas de Gas de la central térmica de Las Salinas.	16
Figura 7. Principales características de los Grupos Diésel de la central térmica de Las Salinas. ...	17
Figura 8. Generación acumulada en Fuerteventura el 9 de septiembre de 2019 a las 12:00 (REE).	17
Figura 9. Leyenda de la generación acumulada en Fuerteventura el 9 de septiembre de 2019 a las 12:00 (REE).	18
Figura 10. Esquema simple del principio de funcionamiento de un sistema de almacenamiento térmico.	19
Figura 11. Módulo unitario de la tecnología EnergyNest.	21
Figura 12. Esquema básico de un ciclo de Rankine (orgánico)	24
Figura 13. Efectividad de un intercambiador de flujo cruzado según el NTU (Nellis, 2009).....	30
Figura 14. Perfil del gasto másico de la turbina	34
Figura 15. Perfil de la temperatura de la turbina.....	34
Figura 16. Perfil del gasto másico de los grupos diésel.....	35
Figura 17. Perfil de la temperatura de los grupos diésel	36
Figura 18. Características principales de diferentes configuraciones de intercambiadores de calor (Shah, 2003).	38
Figura 19. Gráfica variación respecto a (U·A).....	40
Figura 20. Medidas de la sección de un tubo del Energy Nest	42
Figura 21. Modelo recreado en 3D de una sección de tubo de Heatcrete	42
Figura 22. Modelo geométrico del Energy Nest.....	43
Figura 23. Modelo Energy Nest con medidas a usar	44
Figura 24. Medidas de un módulo de Energy Nest	45



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Figura 26. Calor almacenado en el Energy Nest sólo con GT2	46
Figura 27. Curva de temperatura media del EnergyNest sólo con GT2	47
Figura 28. Perfil de temperatura del EN en función del número de grupos diésel acoplados	48
Figura 29. Curvas de calor intercambiado en el EN en función del número de grupos diésel	49
Figura 30. Curvas de calor y temperatura para la configuración final elegida	50
Figura 31. Circuito simplificado de carga del EN	51
Figura 32. Esquema del ORC	54
Figura 33. Diagrama T-s del tolueno	55
Figura 35. Curva de temperatura del Energy Nest en el ciclo de descarga.....	57
Figura 36. Curva del flujo de calor en el Energy Nest durante el ciclo de descarga	57
Figura 37. Perfil de temperatura del EN en un ciclo completo	58
Figura 38. Flujo de calor en el EN en un ciclo completo	59
Figura 39. Calor demandado por el ciclo de Rankine orgánico.....	60
Figura 40. Curva del trabajo de la turbina del ciclo ORC.....	61
Figura 41. Curva del trabajo de la bomba del ciclo ORC	62
Figura 43. Caudal de tolueno en el ORC.....	62
Figura 44. ORC sobre diagrama T-s del tolueno.....	64
Figura 45. Velocidades recomendadas en conductos de acuerdo con el tipo de fluido (TechCalc).	69
Figura 46. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).	70
Figura 47. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).	71
Figura 48. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).	71
Figura 49. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).	72
Figura 50. Escenarios de rentabilidad económica según la variación del tiempo de descarga del EnergyNest.	81
Figura 51. Escenarios de rentabilidad económica según la variación de la potencia de la turbina.	82
Figura 52. Escenarios de rentabilidad económica según la variación del porcentaje de pago de entrada.	82
Figura 53. Escenarios de rentabilidad económica según la variación del coste total del proyecto.	83
Figura 54. Resumen de distintos escenarios del estudio termo-económico.	83



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características de los gases de escape de los grupos generadores de la central térmica de Las Salinas.....	23
Tabla 2. Calor intercambiado (kW) en función del caudal de aceite (kg/s) y el NTU.....	31
Tabla 3. Mejora de calor intercambiado con respecto a un caudal de aceite de 5 kg/s menor.	31
Tabla 4. Perfil de potencia esperado para la GT2, temperatura de escape y flujo másico.....	33
Tabla 5. Datos técnicos para generadores diésel y turbinas de gas en Las Salinas	33
Tabla 6. Resumen cálculo de parámetros del IC	39
Tabla 7. Temperaturas máximas en el EN en función del número de grupos diésel.....	49
Tabla 8. Energía almacenada en el EN en función del número de grupos diésel	49
Tabla 9. Potencias de la bomba en función del fluido de trabajo obtenidas por Aleksandra Borsukiewicz en su trabajo <i>Pumping work in the organic Rankine</i>	52
Tabla 10. Eficiencias del ORC para diferentes presiones de evaporación del tolueno	60
Tabla 11. Valores medios de las variables del ORC.....	63
Tabla 12. Tramos de tubería susceptibles de grandes pérdidas caloríficas.....	69
Tabla 13. Datos de las emisiones de CO ₂ producidas por los Motores Diésel.	76
Tabla 14. Resumen de costes CAPCOST de los principales equipos del proyecto.	80
Tabla 15. Resumen de parámetros que intervienen en el estudio termoeconómico del proyecto.	80



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

RESUMEN

El intenso cambio de conciencia medioambiental por el cual ha apostado la Unión Europea en los últimos años está provocando una revolución masiva en todos los sectores y, como no podía ser menos, especialmente en el industrial. Durante el presente trabajo de fin de estudios se pretenderá dar una solución coherente a un problema propuesto por dos grandes multinacionales del ámbito energético.

El proyecto tiene su origen en el evento organizado por Endesa e Isover Saint-Gobain, “*Premios Eficiencia Industrial Isover 2018*”, del cual se espera obtener propuestas de diferentes universidades nacionales para el aprovechamiento de parte de la energía derrochada en una de las centrales térmicas de las Islas Canarias. El presente trabajo, por tanto, hace constantes referencias al Trabajo de Fin de Máster “*Modelización y simulación de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valorización energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de las Salinas*”, de Enrique Moya Tárraga, a través del cual recibe su sentido completo.

El fin al que se pretende llegar es el de realizar un análisis económico de la propuesta de solución para la explotación del calor residual de los equipos generadores de la isla. Dicha solución, a su vez, dependerá de la misma viabilidad técnica, económica y ambiental que se está buscando, generando así un problema retroalimentado.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

ABSTRACT

The severe environmental awareness for which the European Union has opted in recent years is causing a massive revolution in all business areas, especially in industrial sector. Along this Final Master Project, it will be intended to find a consistent solution to a problem purposed by two energetic multinational companies.

The project has its origin in the event organized by Endesa and Isover Saint-Gobain, “*Premios Eficiencia Industrial Isover 2018*”, through which it’s possible to obtain submissions of different national universities in order to make use of part of the waste heat in one of the thermal power stations in Canary Island. Thus, the present work constantly alludes to Final Master Project “*Modelización y simulación de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de las Salinas*” (Enrique Moya Tárraga, 2019) through which obtain its full meaning.

The aim to achieve is to perform a financial analysis of the solution purposed to profit the waste heat of island diesel and gas generators. This solution will depend on technical, financial and environmental viability, so a feed-back problem is created.



1. INTRODUCCIÓN

1.1. El Sector Energético en Europa

1.1.1. Estrategia Energética actual

Tal y como indica la *Web oficial de la Unión Europea* en su apartado de *Energía*, “*La UE fomenta activamente la evolución de Europa hacia una sociedad con bajas emisiones de carbono y actualiza su normativa para facilitar las inversiones públicas y privadas que requiere la transición hacia las energías limpias. Este proceso no solo debe ser positivo para el planeta, sino que también debe resultar beneficioso para la economía y los consumidores*”. Dichas palabras reflejan a la perfección la dirección que se desea enfocar al actual proyecto. En la actualidad, existe tecnología suficiente como para llevar a cabo un proyecto que resulte económicamente atractivo. Es posible, también, desarrollar una labor de ingeniería que sea amigable con el medioambiente. Sin embargo, la verdadera dificultad radica en poder ejecutar un plan que se caracterice por ser una conjunción de las dos características anteriormente nombradas.

En los últimos años, la Unión Europea ha mostrado un considerable interés en focalizar gran parte de sus tomas de decisiones en el ahorro energético y el impedimento de un derroche de energía significativo. El desarrollo económico, el aumento exponencial de la población mundial y el surgimiento de nuevas potencias capitalistas en países de Asia y Oriente medio han provocado un aumento significativo del consumo energético de nuestro planeta, generando escenarios que podrían llegar a ser insostenibles a nivel medioambiental en un futuro no muy lejano.

Muchas son las medidas que se están llevando a cabo en la estrategia europea, con el objetivo de paliar las circunstancias comentadas anteriormente. Entre ellas, podemos destacar la reducción de gases de efecto invernadero; más concretamente, el nivel de emisiones de dióxido de carbono. Sabemos que la Industria es el principal responsable del consumo de la energía total, y de su respectiva emanación de CO₂, con un valor porcentual de más del 30%.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Por otra parte, los precios de la energía son cada vez más elevados, debido a su demanda, así como el importe de las sanciones económicas relacionadas con las emisiones de gases contaminantes o la ausencia parcial o total de medidas de economización de la energía. Cada vez son más las normativas de eficiencia energética que se están implantando en Europa, como la Norma EN ISO 50001 o el RD 56/2016, con el objetivo de que las compañías adquieran cierta conciencia ecológica, ayudándolas a obtener los conocimientos y recursos necesarios para reconocer, gestionar e implementar medidas de ahorro energético.

Es a partir de aquí dónde podemos caracterizar la estrategia energética que pretende implantar la Unión Europea durante los próximos años. Para ello, nos basaremos en varios puntos clave:

1.1.1.1. Mercado interior del gas y la electricidad.

Tiene como objetivo unificar el mercado eléctrico y del gas con el objetivo de conseguir unos precios más bajos, garantizar la competitividad, ofrecer seguridad en el suministro y tratar de no perjudicar el medioambiente.

De esta manera, se crearía una red europea interconectada entre los distintos países, en la cual los situados céntricamente, como Suiza y Austria, se verían beneficiados en cuanto a calidad de la electricidad, en detrimento de otros, como España o Italia, cuya estabilidad será menor. Por otra parte, generalmente, las pequeñas islas contarán con sistemas desvinculados a la red eléctrica europea.

Otra de las cuestiones a resolver sería la de lograr desarrollar una nueva modalidad de generación, capaz de afrontar los picos de demanda a través de una energía que resulte más económica y limpia. En la actualidad, esta función es llevada a cabo, normalmente, por centrales de ciclo combinado, que “arrancan” eventualmente para lograr abastecer la demanda, resultado poco eficientes.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Además, para asegurar la competitividad en el sector e impedir la formación de monopolios se ha promovido la separación de cada una de las actividades relacionadas con la electricidad:

- Producción
- Transporte
- Distribución
- Comercialización

1.1.1.2. Garantía de suministro de los países de la UE.

Se llevan a cabo fuertes inversiones económicas y tecnológicas en las empresas que componen el sector energético debido a la competencia entre éstas. Además, la producción está descentralizada: la energía que llega a nuestros hogares es fruto de la generación de pequeñas fuentes de energía de diversos orígenes. Existe además una infraestructura que proporciona seguridad física frente a catástrofes naturales, guerras o atentados.

Paralelamente al suministro eléctrico, la gran mayoría de países cuenta con reservas energéticas de petróleo y gas con objetivo de respaldar a la población en casos excepcionales, como los comentados anteriormente.

1.1.1.3. Enfoque integrado de lucha contra el cambio climático

El principal objetivo de este punto es el de desligar el crecimiento de la economía con el aumento del consumo energético. En ocasiones se cae en la Paradoja de Jevons, que defiende que conforme aumenta la eficiencia energética con la que se emplea un recurso debido a los avances tecnológicos mayor será el consumo de dicho recurso. Esto es debido a lo atractiva que resulta su consumición.

Se prevé un máximo de las emisiones de carbono en 2025, año a partir del cual comenzará a reducirse debido a la mayor eficiencia energética de los procesos y a un empleo masivo de las energías renovables. Resultará ser una época de grandes ventajas puesto que se habrá reducido la dependencia que existe actualmente de las fuentes de



energía no renovables, existirá una mayor seguridad en el abastecimiento y se habrá alcanzado una tecnología realmente avanzada.

1.1.1.4. Política energética exterior

Se trata de una política unificada que garantice y diversifique las diferentes fuentes de suministro de energía. Se ha producido una modernización y construcción de nuevas infraestructuras: gasoductos, oleoductos y plantas de regasificación.

Para que esto pueda darse, deben producirse asociaciones energéticas con los productores (Rusia y OPEP) y los países de tránsito (Magreb, Turquía, Noruega). Por otra parte, ante discrepancias institucionales con estos países, los países deben estar preparados.

1.1.2. El Sector Energético en España

La manera más sencilla de obtener una visión global de las principales características del sector de la energía en España podría ser la de representar el origen de la generación eléctrica del país de una hora cualquiera de uno de los días de, por ejemplo, el pasado mes de agosto, como se muestra en la figura 1.

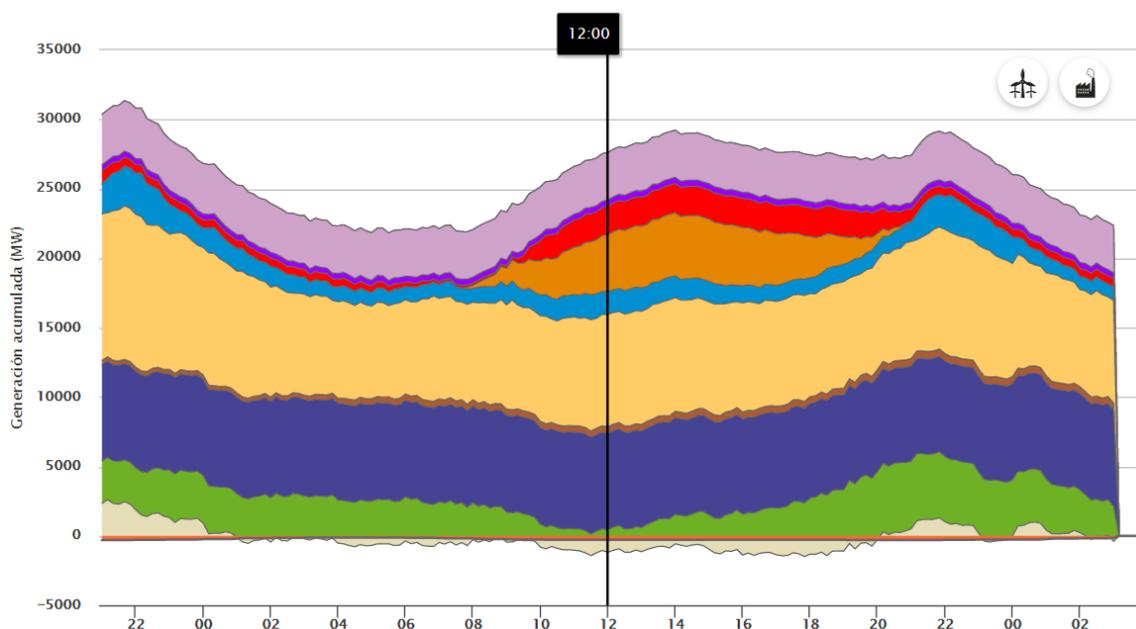


Figura 1. Generación acumulada en España el 15 de agosto de 2019 (REE).



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

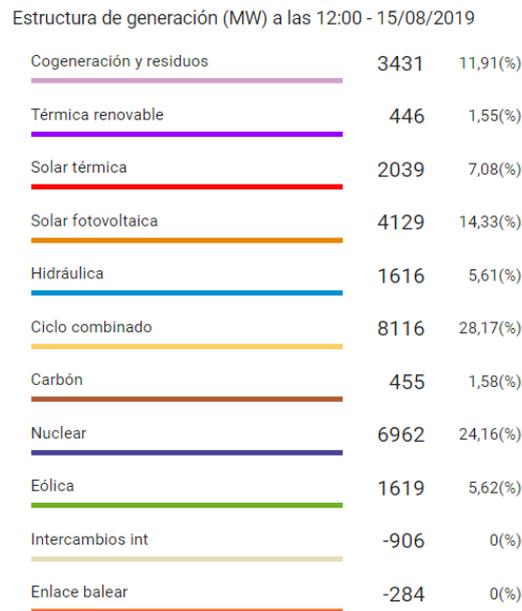


Figura 2. Leyenda de la generación acumulada en España el 15 de agosto de 2019 a las 12:00 (REE).

De aquí es posible obtener varias conclusiones bastante claras que, no solo se dan en la península, sino también en otros países de la Unión Europea. La primera de ellas es que la energía nuclear se mantiene constante a lo largo del día (e, incluso, durante semanas o meses) debido a las condiciones de seguridad de sus centrales y a que sus costes fijos son bastante más altos que sus costes variables, por lo que normalmente resultará interesante mantenerlas en funcionamiento. Además, es la responsable de una gran parte de la generación total del país, junto con las centrales de ciclo combinado y, a diferencia de estas, no generan emisiones de dióxido de carbono. Estas últimas, generalmente, suponen más de un 25% de la generación eléctrica de España. A pesar de ello, en relación con la potencia instalada total en la península proveniente de centrales térmicas, se produce menos de un 15% de la energía máxima posible, ya que sus costes variables resultan considerablemente mayores que en el caso de las nucleares. Por otro lado, podemos observar la escasa participación del carbón que, a pesar de ser una fuente de energía realmente barata, resulta ser una de las que mayores emisiones de CO₂ produce, por lo que sería impensable, debido a las actuales normativas europeas, que su influencia fuese mucho más alta.



En cuanto a las energías renovables, como es lógico, su generación depende de las condiciones ambientales, aunque el aumento de inversiones en este tipo de energía está provocando un gran aumento de la influencia de estas en la generación del país (hasta un 40% de la energía total producida en el último año). En general, el aporte eólico e hidráulico es bastante superior al solar a lo largo de día, siendo el primero de ambos el mayor.

El crecimiento exponencial de la energía renovable ha dado paso a una nueva serie de retos para la adaptación en tiempo real de la generación de energía eléctrica a la demanda del mercado. Resulta incuestionable el hecho de que la energía solar es inalcanzable después de la puesta del sol y varía en función de la nubosidad del momento y lugar. Del mismo modo, la producción eólica fluctúa fuertemente con la variación de las corrientes de viento. Se espera que los ambiciosos objetivos políticos para la aplicación de las energías renovables en los próximos años planteen desafíos vitales para satisfacer la demanda de electricidad en tiempo real con la oferta.

1.1.3. El Sector Energético en las Islas Canarias

Tanto las Islas Baleares como las Islas Canarias poseen un sistema eléctrico que funciona de manera prácticamente independiente al Sistema Eléctrico Español. La única excepción la marca la interconexión Península-Baleares, que supone más del 20% de la demanda de la Comunidad Autónoma.

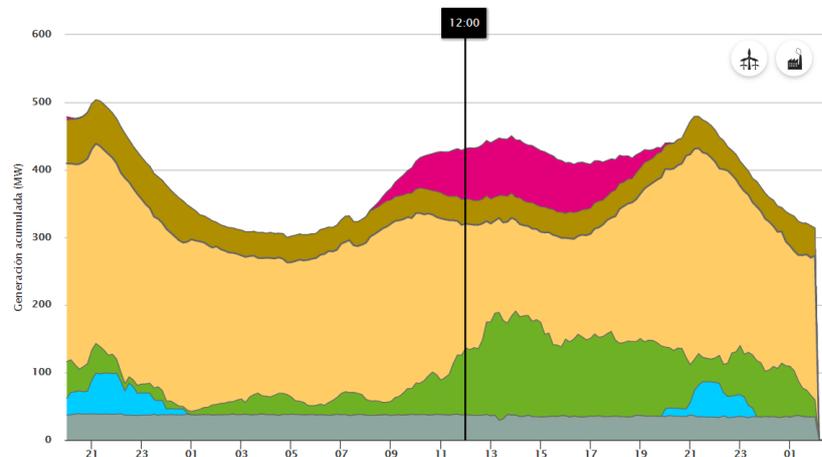


Figura 3. Generación acumulada en Gran Canaria el 15 de agosto de 2019 a las 12:00 (REE).



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

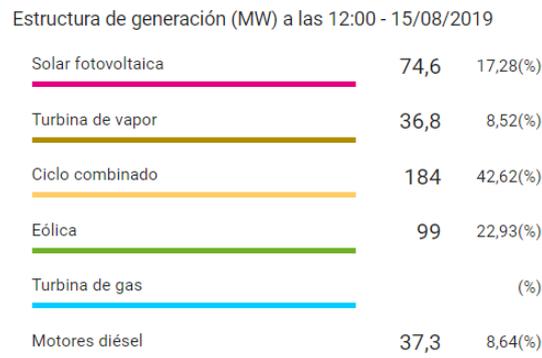


Figura 4. Leyenda de la generación acumulada en Gran Canaria el 15 de agosto de 2019 a las 12:00 (REE).

Como se puede observar en la figura 3, la generación base de una de las islas, Gran Canaria, proviene de centrales térmicas. Estas, cuyo propietario principal es Endesa, aportan más del 75% de la energía. Podemos destacar cómo la generación constante de energía nuclear que se observaba en la península viene ahora remplazada por los motores diésel. Sin embargo, la presencia de renovables sigue siendo bastante aceptable, considerando las dificultades espaciales que conlleva la instalación de parques eólicos y solares.

1.2. Caso de estudio. Central de Las Salinas (Fuerteventura).

El proyecto en cuestión tiene lugar en la Central Térmica de Las Salinas, propiedad de Endesa, en Fuerteventura, situada a 1,5 km del puerto. La base de generación de la isla, como puede observarse en la figura, consiste en un grupo de motores diésel de 2 y 4 tiempos alimentados por fuelóleo de bajo índice en azufre o gasóleo, cuya influencia es prácticamente constante a lo largo de todo el día.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena



Figura 5. Central térmica Las Salinas en Puerto del Rosario, Fuerteventura

En aquellos casos en los que la demanda aumenta (durante la actividad laboral y cuando anochece) suele ser necesaria la entrada en acción de, mínimo, una de las turbinas de gas, que emplean gasóleo como combustible. Por tanto, la potencia total instalada en la isla (ver figuras 6 y 7) resulta ser de unos 185 MW. Esto supone un coste de generación cercano a los 200 €/MWh, algo claramente económicamente insostenible si la central no contase con subvenciones estatales.

CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE GAS			
	Gas 1	Gas 2	Gas Móvil 1
Tipo de grupo	Turbina de gas	Turbina de gas	Turbina de gas
Potencia por grupo (MW)	25,86	37,5	15
Año de puesta en servicio	1992	2000	1987
Combustible	Gasóleo	Gasóleo	Gasóleo
Generador de gas			
Fabricante	G.E.-Alstom	G.E.-Alstom	ASEA
Tipo	PG 5371 (PA)	PG 6531 B	GT 35
Temperatura de escape	460	578	
Turbina de gas			
Fabricante	G.E.-Alstom	G.E.-Alstom	Pratt & Whitney
Modelo	MS 5001 P	MS 6551 B	
Número de etapas	2	3	3
Velocidad de régimen (r.p.m.)	5.100	5.100	3.000
Alternador			
Fabricante	G.E.-Alstom	G.E.-Alstom	ASEA
Tensión en bornes (kV)	11	11	11
Potencia (MVA)	32,42	40,93	16,75

Figura 6. Principales características de las Turbinas de Gas de la central térmica de Las Salinas.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

CARACTERÍSTICAS DE LOS GRUPOS DIESEL									
	Diésel 1	Diésel 2	Diésel 3	Diésel 4	Diésel 5	Diésel 6	Diésel 7	Diésel 8	Diésel 9
Tipo de grupo	Motor diésel								
Potencia por grupo (MW)	4,32	4,32	5,04	7,52	7,52	24	18	18	18
Año de puesta en servicio	1975	1976	1980	1981	1981	1990	2004	2005	2005
Combustible	FO, BIA y gasóleo								
Motor									
Fabricante	Bazán MAN	Sulzer	MAN	MAN	MAN				
Modelo	V6V 40/54		12 V 40/54 A	18V 40/54 A		9 RTA 76	18 V 48/60	18 V 48/60	18 V 48/60
Número de tiempos	4	4	4	4	4	2	4	4	4
Número de cilindros	12	12	12	18	18	9	18	18	18
Potencia (CV)	6.110	6.110	7.140	10.710	10.710	33.120	25.700	25.700	25.700
Velocidad de régimen (r.p.m.)	375	375	428	428	428	100	500	500	500
Consumo específico (g/kWh)	217	217	217	217	217	193	205	205	205

Figura 7. Principales características de los Grupos Diésel de la central térmica de Las Salinas.

Actualmente, los gases de todo este conjunto de grupos generadores, tras haber aprovechado sus altas diferencias de presión, son expulsados a temperaturas muy por encima de la temperatura media ambiental de la isla. La empresa responsable de dicha producción energética no posee ningún sistema capaz de recuperar el calor de esos gases de escape. La central eléctrica simplemente cuenta con el certificado de gestión medioambiental ISO 14001 (última versión en 2015) que concede AENOR y que acredita que las actividades realizadas se llevan a cabo de forma respetuosa con el medio ambiente.

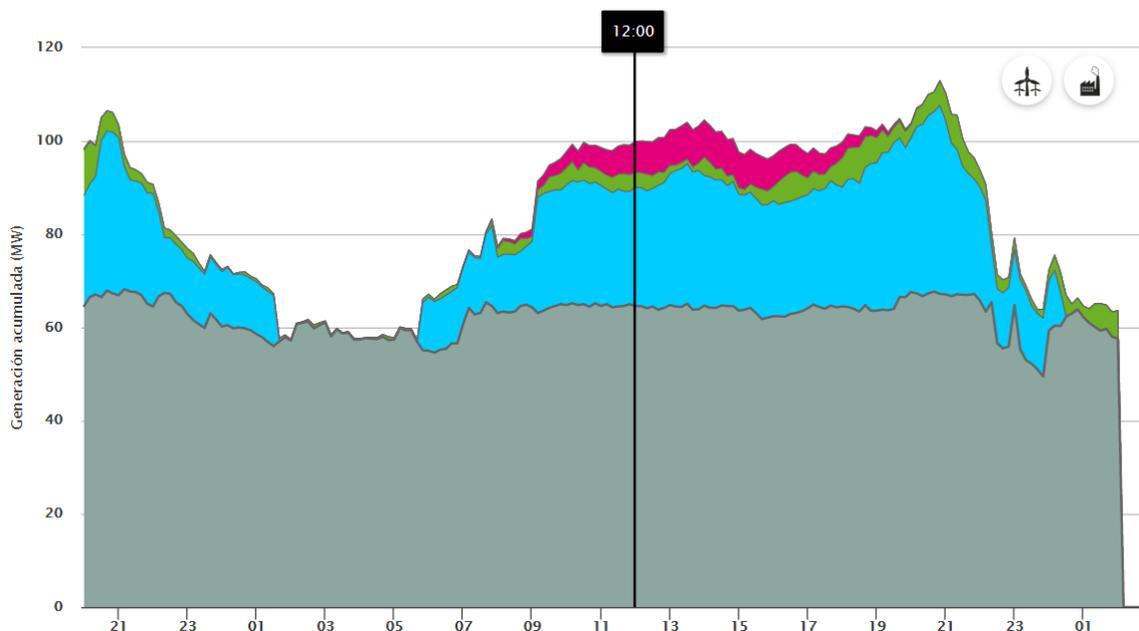


Figura 8. Generación acumulada en Fuerteventura el 9 de septiembre de 2019 a las 12:00 (REE).



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Estructura de generación (MW) a las 12:00 - 09/09/2019

Solar fotovoltaica	6,6	6,61(%)
Eólica	3,3	3,3(%)
Turbina de gas	25,4	25,43(%)
Motores diésel	64,6	64,66(%)

Figura 9. Leyenda de la generación acumulada en Fuerteventura el 9 de septiembre de 2019 a las 12:00 (REE).

1.3. Almacenamiento de Energía.

Con el objetivo de optimizar las centrales eléctricas y poder llevar a cabo la integración de energías renovables resulta una buena práctica el empleo del almacenamiento de energía. En el presente proyecto, la propiedad propone el empleo de un sistema de almacenamiento térmico (TES) capaz de aprovechar el calor residual de los grupos generadores nombrados anteriormente. Fundamentalmente, existen tres tipos de sistemas TES:

- Almacenamiento de calor sensible (SHS).
- Almacenamiento de calor latente (LHS).
- Almacenamiento de energía termoquímica.

El SHS emplea medios sólidos o líquidos almacenando energía en un material sin que exista cambio de fase durante el rango de temperaturas en los cuales trabaja el sistema de almacenamiento. Estos se destinan a aplicaciones de baja temperatura, en escala industrial, como pueden ser las sales fundidas. Destacan por la simplicidad de diseño y construcción, su facilidad de control y, consecuentemente, su menor costo. En la actualidad, las sales fundidas no presentan un buen comportamiento a partir de temperaturas cercanas a los 600°C, y es por esto por lo que son ya muchos los proyectos de investigación para dar con nuevos materiales capaces de proporcionar un buen rendimiento a altas temperaturas. La correcta elección de dichos materiales depende de factores intrínsecos como su capacidad de almacenamiento de calor, sus propiedades fisicoquímicas, la temperatura de operación,



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

además de otros externos como pueden ser el fluido de transferencia de calor (HTF) o el diseño del intercambiador de calor. Materiales como el hormigón y la cerámica resultan idóneos en este tipo de sistemas debido a sus excelentes propiedades térmicas y mecánicas y su bajo coste.

En la figura 10 se muestra un esquema simple del principio de almacenamiento. Dada una fuente de calor, como el campo solar de una planta, el calor puede suministrarse directamente al disipador (que puede ser una turbina de vapor, un proceso o una aplicación de calefacción urbana), o puede transferirse en parte o en su totalidad a la EET. El calor almacenado puede, cuando sea necesario, ser descargado del TES y empleado para mantener el suministro de calor. El intercambio térmico se realiza por medio de un fluido de transferencia de calor (HTF), que atraviesa el interior del TES. Dicho fluido puede ser, por ejemplo, agua caliente, vapor de agua o aceite térmico.

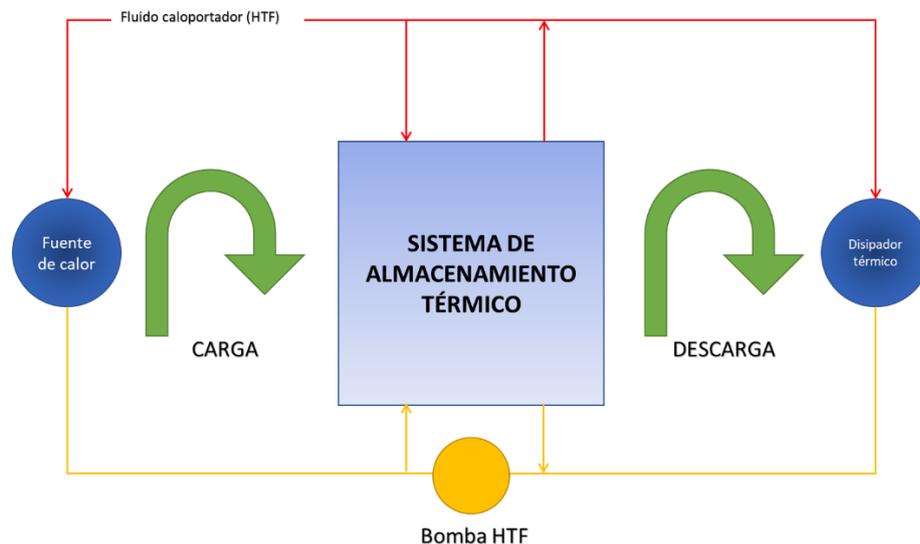


Figura 10. Esquema simple del principio de funcionamiento de un sistema de almacenamiento térmico.

El almacenamiento de energía a gran escala y durante extensos períodos se ha convertido en un desafío clave en esta nueva era. Los sistemas de almacenamiento de energía aumentan la disponibilidad, la flexibilidad y la capacidad de liberar energía cuando es conveniente. Desafortunadamente, las tecnologías de baterías actuales son



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

extremadamente costosas y solamente son adecuadas para el equilibrado de carga. El almacenamiento a gran escala de energía térmica a alta temperatura (TES) ha sido hasta ahora probado, como se ha comentado anteriormente, mediante técnicas de almacenamiento en sales fundidas, aunque esta tecnología queda algo restringida debido a la baja escalabilidad y al riesgo de solidificación de la sal a altas temperaturas. En resumen, la tecnología de los sistemas de almacenamiento térmico se encuentra actualmente en desarrollo y prueba, mientras que ya promete tener el potencial para proporcionar lo que más necesita la energía renovable: un almacenamiento de energía efectivo, económico y escalable.

1.3.1. EnergyNest

Endesa propone el empleo de un sistema SHS denominado EnergyNest. Se trata de una novedosa alternativa en el almacenamiento térmico destinada a la recuperación de calor residual. Su diseño consiste en una serie de tubos metálicos en forma de “U” que atraviesan un conjunto de cilindros de hormigón, los cuales forman un bloque compacto en forma de prisma rectangular. La gran ventaja de este tipo de solución es que es escalable, pudiéndose acoplar varios conjuntos de bloques en serie y/o paralelo, según la envergadura del proyecto y la cantidad de energía que se desea almacenar en esta batería. El diseño asegura que las tensiones térmicas serán minimizadas. Además, existe un sistema de refuerzo que reduce el riesgo de agrietamiento térmico. En particular, no hay contacto directo entre el fluido y el hormigón, ya que la transferencia de calor se produce a través de las paredes del intercambiador de calor de acero.

El sistema EnergyNest puede configurarse y dimensionarse según la aplicación específica de uso. Normalmente los elementos de almacenamiento son columnas verticales interconectadas apoyadas en el suelo. Los elementos pueden ser conectados y dispuestos de forma paralela y en serie con respecto a la forma en que el fluido caloportador fluye a través de estos elementos. El suelo, las paredes y el techo poseen una capa adecuada de aislamiento térmico de forma que la pérdida total de calor sea inferior al 1% durante 24 horas.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena



Figura 11. Módulo unitario de la tecnología EnergyNest.

Sus principales características pueden resumirse en una temperatura máxima de operación de 450 °C, un precio que ronda los 60 €/KWh almacenado y un tiempo de arranque en frío de 30 minutos.

Este tipo de sistemas son actualmente una de las tecnologías de almacenamiento energético más eficientes, especialmente en instalaciones de energía solar por concentración, donde se ha profundizado su investigación. El principio de funcionamiento de estos sistemas consiste en la acumulación de energía solar mediante espejos y la posterior absorción de esta energía térmica por parte de un fluido caloportador (HTF) para su posterior uso industrial. La posibilidad de almacenamiento de esta energía supone no estar continuamente dependiendo de las condiciones atmosféricas o la intensidad de radiación solar.

Un concepto similar mediante intercambiadores de calor de tubos de acero fundidos en hormigón fue desarrollado y probado por el Centro Aeroespacial Alemán (DLR) durante los años 2000. Un problema obvio es que la transferencia de calor hacia y desde un material en estado sólido puede llevar a gradientes de tensión térmica significativos que pueden causar grietas y dañar el material, lo que a su vez puede dificultar la capacidad de transferir calor. Por lo tanto, contar con un diseño inteligente que pueda manejar la transferencia



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

rápida de calor a gran escala podría ser la clave para resolver este problema. En comparación con el sistema DLR, la tecnología del EnergyNest presenta claras ventajas con respecto a la integridad estructural del medio TES de estado sólido, reduciendo, además, las pérdidas de calor. Asimismo, el concreto especializado desarrollado por NEST y Heidelberg Cement, descrito más adelante, tiene una conductividad térmica significativamente mayor, un indicador clave en su rendimiento. Las propiedades del medio TES son imprescindibles para lograr un sistema TES de estado sólido rentable y de alta eficiencia.

Cabe destacar que este tipo de TES puede ser colocado en prácticamente cualquier emplazamiento, ya sea en una ciudad, una zona industrial o en el mar. También se puede situar parcial o totalmente en una estructura subterránea, de manera que el espacio superior pueda ser utilizado para otros fines.

1.4. Objetivos del proyecto y condiciones de trabajo.

Lo que propone el proyecto es la implementación de este tipo de sistema de recuperación, almacenamiento y descarga de calor residual dentro de la Central Térmica de las Salinas, seleccionando el empleo de dicho calor que se considere adecuado y la cantidad de MWh máximos que será capaz de almacenar la batería. Para ello se tendrán en cuenta aspectos como:

- Viabilidad técnica y económica.
- Restricciones espaciales.
- Impacto e influencia medioambiental.
- Adaptación adecuada a los periodos y condiciones de operación de los grupos generadores de la isla.
- Capacidad de innovación.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Para ello, se cuenta, principalmente, con los siguientes datos:

Tabla 1. Características de los gases de escape de los grupos generadores de la central térmica de Las Salinas.

Modo de Generación	T ^a media de los gases de escape (°C)	Caudal de gases (kg/s)
Motor Diésel	350	27
Turbina de Gas	500	110

Por otra parte, otro de los grandes contratiempos a resolver es el del espacio. La central eléctrica, al encontrarse en una isla, se enfrenta a una obra de ingeniería con un área de acción de 1150 m² siendo, como máximo, ampliable hasta 1450 m². Además, el sistema EnergyNest no podrá sobrepasar la altura máxima de los edificios del lugar, es decir, 25 metros.

1.4.1. Planteamiento de ideas y posibles soluciones

Cuando hablamos de aprovechamiento de calor residual, puede surgir un gran número de ideas que, según el caso de estudio que estemos abordando, resultará, en mayor o menor medida, recomendable llevarlas a cabo. Tras una extensa búsqueda de opciones, se plantean, a continuación, aquellas que, ya sea por su viabilidad o por el simple hecho de que han resultado exitosas en casos similares al que vamos a tratar, pueden deducirse como interesantes.

1.4.1.2. Ahorro de combustible

En numerosas plantas industriales, inclusive en la Central Térmica de Fuerteventura, será necesario el empleo de calderas de vapor. Para generar vapor sobrecalentado a altas temperaturas, por tanto, precisaremos de la quema de un combustible que, a través de un intercambiador de calor, transmitirá la energía necesaria al agua líquida inicial.

Otra variante de este caso puede ser el precalentamiento del combustible para su posterior uso, siendo necesaria, por tanto, una menor cantidad de éste.



1.4.1.3. Generación de energía eléctrica

Probablemente, cuando pensamos en el aprovechamiento de calor residual, la primera idea que nos viene a la mente es la de emplear dicho calor a través de la generación eléctrica en una turbina que expansiona vapor, ya sea mediante agua (Ciclo de Rankine Convencional) o mediante un fluido orgánico (Ciclo de Rankine Orgánico).

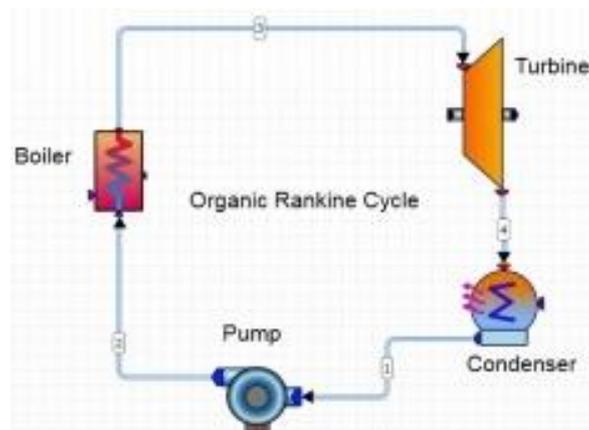


Figura 12. Esquema básico de un ciclo de Rankine (orgánico).

Y no es de extrañar que esto sea así, pues, como veremos más adelante, es una de las ideas de mayor viabilidad económica y medioambiental que existen actualmente.

¿Qué posibilidades se plantean, principalmente, con la energía eléctrica generada? Puede emplearse para autoabastecer la propia central (accionamiento de bombas, compresores, iluminación...), o venderse, inyectándola a la red. Al igual que se obtiene cierto beneficio económico indirecto a través de la venta de electricidad, también existe la posibilidad de vender, directamente, la energía térmica. Ésta podría emplearse en diferentes alternativas como otras industrias o calefacción residencial. Sin embargo, la estabilidad de la temperatura de la isla a lo largo del año hace que ésta última opción resulte prácticamente innecesaria.



1.4.1.4. Sistema de refrigeración por absorción

A la hora de definir cuál sería la finalidad del calor extraído de los grupos generadores, una de las actividades llevadas a cabo fue la de realizar un estudio exhaustivo del entorno de la isla y sus posibles necesidades. Nos percatamos, entonces, de que, cercana a la central térmica, se encontraba una de las fábricas del Grupo Kalise Menorquina. El principal producto de esta industria son los helados que, como sabemos, para su correcta conservación precisan de un ambiente a muy bajas temperaturas.

Estas condiciones podrían llevarse a cabo a través de un sistema de absorción para la producción de frío industrial, en la que se aprovecha que las sustancias absorben calor para cambiar de estado líquido a gaseoso.

1.4.1.5. Reducción de emisiones contaminantes

Como se ha comentado en anteriores apartados, uno de los principales objetivos de este proyecto es la reducción de gases de efecto invernadero. Todas las medidas comentadas en los 3 apartados anteriores colaborarían en la disminución de este agónico problema. Por otra parte, el simple hecho de que pueda aprovecharse la energía que, anteriormente, se estaba “malgastando” provoca que una menor cantidad de equipos se encuentren en funcionamiento, reduciendo así la contaminación a través de ruido y mejorando el bienestar de los vecinos de la isla.

1.5. Propuesta de solución: ORC.

A pesar de que muchas de las opciones comentadas en el apartado 1.4. pueden resultar interesantes de cara a la innovación y su utilidad, el alto coste de la generación de electricidad en Fuerteventura (200€/MWh) nos hace plantearnos un método alternativo para la generación de dicha electricidad. Además, al tratarse de la única central térmica de la isla debe absorber, prácticamente en su totalidad, la demanda de ésta, por lo que cualquier ahorro relativo a los costes de su generación supondrá un enorme impacto económico.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

La mayoría de las centrales térmicas vierten cantidades significativas de energía durante el arranque y el apagado mediante la condensación de vapor. El sistema de almacenamiento térmico puede ser utilizado para almacenar todo este exceso de energía, y suministrarla posteriormente para reemplazar el vapor suministrado por las calderas auxiliares de gas necesarias para mantener la planta de energía en modo remanente. Esto genera ahorros vinculados a un menor consumo de combustibles fósiles y a la reducción de las emisiones de CO₂. El EnergyNest también puede flexibilizar la producción de electricidad, permitiendo a los operadores de la planta diversificar y aumentar los ingresos basados en el mercado, ya que permite a la planta reducir su carga mínima cuando los precios de la electricidad son bajos, a la vez que aumenta la producción de energía durante los períodos de máxima demanda.

A medida que las redes eléctricas modernas se transforman hacia una generación de electricidad más limpia, los propietarios de centrales térmicas convencionales deben replantearse la forma de flexibilizar sus flotas. Las energías renovables están consumiendo la carga y el tiempo de funcionamiento de las plantas convencionales, creando un entorno desafiante para las centrales eléctricas de turbina de gas de ciclo combinado. Esta necesidad de flexibilidad ya ha sido observada por los fabricantes de turbinas de gas, quienes, en consecuencia, han cambiado su enfoque hacia el diseño y mantenimiento flexible de las turbinas. Sin embargo, esto apenas resuelve el problema al que se enfrentan las actuales centrales térmicas, cuyas opciones consisten en varias mejoras marginales, las cuales realmente incrementan el consumo de combustible. En este caso, EnergyNest ofrece una elegante solución de adaptación que se casa a la perfección con la reducción de las emisiones de dióxido de carbono y el aumento de carbono y de la flexibilidad, sin ningún tipo de modificación en la caldera ni los grupos generadores actuales.



2. METODOLOGÍA

2.1. Análisis y acometida del proyecto

Sería un gran error enfocar el actual proyecto de una manera estrictamente académica, a la que estamos ya habituados, en la cual una serie de datos de partida entrarían en juego y a través de los cuales, estudiándolos, interpretándolos y operando con ellos podríamos llegar a una solución concreta final. Estamos ante un proyecto real de ingeniería, el cual nos obliga a plantear un problema complejo que se retroalimenta a sí mismo, es decir, las condiciones de partida afectan a los resultados que obtenemos al final y estos, a su vez, influirían sobre el estado inicial, que volverá de nuevo a repercutir en las conclusiones obtenidas de forma definitiva.

Se comenzará, por tanto, por unas condiciones iniciales de partida, que irán ajustándose continuamente, según las necesidades y posibilidades del proyecto hasta obtener resultados que resulten lo suficientemente satisfactorios como para que el estudio termo-económico del proyecto resulte viable.

2.2. Datos iniciales. Prediseño del primer intercambiador de calor.

En primera instancia, se plantea el aprovechamiento de los gases de combustión de una de las turbinas, más concretamente el grupo GT2. Éste es el grupo generador de mayor potencia nominal de la isla (37 MW) y, además, se encuentra junto a la zona disponible para la instalación del bloque EnergyNest y la tecnología que deba acompañarlo.

Los datos más relevantes que se ofrecen de dicho grupo generador son los siguientes:

- Temperatura media de los gases de escape: 500 °C.
- Caudal de gases de escape: 110 kg/s.
- Funcionamiento medio 5 horas/día (ininterrumpidas).

Antes de llevar a cabo los primeros pasos en el procedimiento de cálculo debemos tener en cuenta un aspecto crucial en la definición de nuestro proyecto. A la hora de estimar los distintos valores extraídos de nuestro diseño del ORC, tras observar la inercia térmica del



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

HeatCreate tanto en los propios resultados obtenidos (desarrollados en apartados posteriores) como en las curvas de energía observadas en otros proyectos similares en los que entra en juego dicho hormigón, pudimos percatarnos de que sería un error, a la hora de realizar los cálculos, el hecho de suponer como temperatura inicial, la temperatura ambiente. Es cierto que, en un primer instante, tanto el fluido caloportador del intercambiador de calor como la gran masa de hormigón del EnergyNest se encontrarán a una temperatura similar a la que pueda encontrarse un ciudadano de Fuerteventura. Sin embargo, en régimen permanente, la enorme cantidad de tiempo que necesita el Heatcrete para recargarse en las condiciones mostradas en líneas anteriores, unido a la necesidad de una temperatura mínima para que el Ciclo de Rankine Orgánico resulte eficiente, provocan que la temperatura del EnergyNest no deba bajar mucho más de los 250 °C.

A través del *Método de la Eficiencia* de los intercambiadores de calor, podríamos obtener el calor intercambiado en un intercambiador de flujo cruzado entre el gas de salida de la turbina y el fluido caloportador seleccionado. La mayoría de las variables de diseño que se presentarán a continuación dependen, en gran medida, de la temperatura a la que se encuentren los fluidos y, en otras ocasiones, de otras con una considerable complicidad de precisión, como puede ser la configuración del intercambiador de calor, los materiales que lo forman, la velocidad del flujo, etc. Para simplificar los cálculos, se tomará un valor medio o próximo a la realidad de los siguientes datos de diseño:

- Temperatura “inicial” del aceite térmico: 250 °C.
- Calor específico medio: 2,2 kJ/kg·K.
- Gasto másico de aceite: 40-50 kg/s.
- Coeficiente global de transferencia de calor (U): 50-150 W/m²K.
- Superficie de intercambio: 2000-2500 m².
- Calor específico de los gases de combustión: 1,05 kJ/kg·K.

Como se ha comentado con anterioridad, debido a que las temperaturas de entrada de ambos fluidos son conocidas, para el cálculo de las características y parámetros tanto de éste como del resto de intercambiadores de calor se ha empleado el *Método de la Eficiencia*,



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

que usaremos para realizar unos cálculos aproximados iniciales a modo de prediseño. Este método consiste en:

1°. Serán conocidas las temperaturas de entrada de ambos fluidos (T_{ce} y T_{fe}), así como sus calores específicos (C_{pc} y C_{pf}) y el caudal de, al menos, uno de ellos.

2°. Obtenemos la relación de capacidades C , que es el cociente entre el mínimo múltiplo de caudal y calor específico de cada fluido, y el máximo.

$$C = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{mín}}{(\dot{m} \cdot C_p)_{máx}}$$

3°. El calor máximo intercambiado vendrá determinado por dicho valor mínimo y la máxima diferencia de temperaturas.

$$q_{máx} = (\dot{m} \cdot C_p)_{mín} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$$

4°. El calor real intercambiado dependerá del calor máximo y de la efectividad del intercambiador. Esta última, a su vez, depende de la relación de capacidades C , el coeficiente global de transferencia de calor U y de la superficie de intercambio A . Además, en la expresión de la efectividad influirán también parámetros como el tipo de fluido (mezclado o sustancia pura), el tipo de flujo (paralelo, contracorriente y cruzado) o la configuración del intercambiador.

5°. Para facilitar los cálculos, se define el concepto de Número de Unidades de Transferencia (NTU). Este viene dado por la siguiente expresión:

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m} \cdot C_p)_{mín}}$$



En este primer intercambiador, para aplicaciones gas-líquido a altas temperaturas en las cuales es necesaria una gran superficie de intercambio, se recomienda emplear un intercambiador de flujo cruzado. Podemos observar en la figura 13 que, para este tipo de flujo, la efectividad aumenta bruscamente hasta comenzar a estabilizarse en valores cercanos a $NTU=2$.

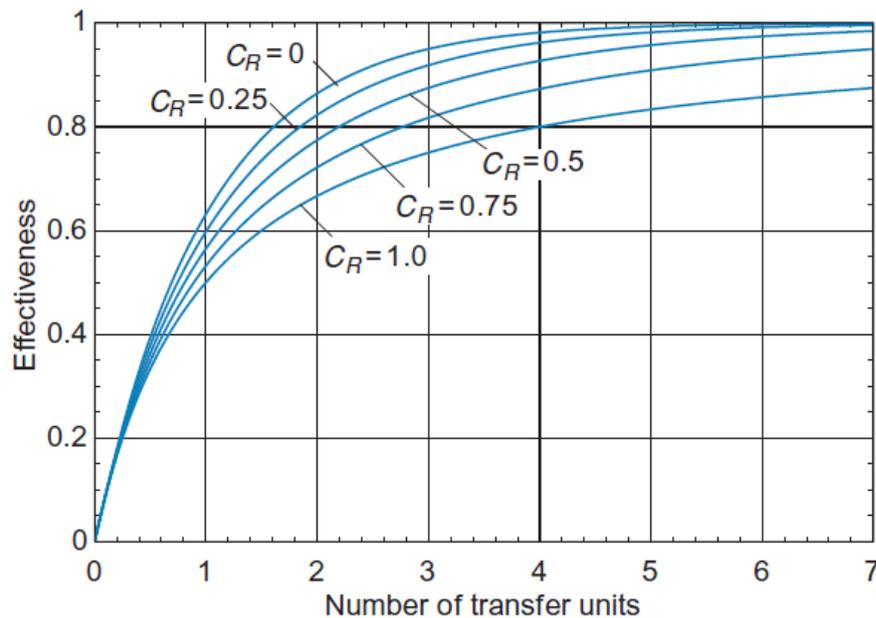


Figura 13. Efectividad de un intercambiador de flujo cruzado según el NTU (Nellis, 2009).

Es por esto por lo que realizaremos un análisis de sensibilidad en el cual el principal objetivo será el de emplear una relación calor intercambiado-área de intercambio coherente, puesto que, como veremos más adelante en el estudio termo-económico, un intercambiador sobredimensionado encarecería significativamente los costes del proyecto. La tabla que se muestra a continuación ofrece los diferentes valores de calor real intercambiado según el NTU y el caudal másico de aceite.



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Tabla 2. Calor intercambiado (kW) en función del caudal de aceite (kg/s) y el NTU.

NTU \dot{m}_{aceite}	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
0,5	2085	3070	4019	4934	5814	6662	7479	8266	9024	9473	9616
1	3276	4771	6179	7505	8754	9930	11036	12079	13060	13715	14047
1,5	3972	5748	7397	8929	10351	11672	12899	14039	15097	15866	16350
2	4385	6321	8104	9746	11258	12650	13933	15114	16202	17045	17644
2,5	4632	6661	8521	10224	11786	13216	14527	15728	16829	17722	18407
3	4781	6865	8770	10509	12098	13550	14876	16087	17193	18123	18872
3,5	4870	6988	8919	10680	12285	13749	15083	16300	17409	18364	19161
4	4925	7062	9009	10782	12397	13868	15207	16427	17538	18511	19343
4,5	4957	7107	9064	10844	12465	13940	15282	16504	17616	18601	19459
5	4977	7134	9097	10882	12506	13983	15327	16550	17663	18656	19533

Sin embargo, esta información por sí sola no nos ofrece ninguna conclusión firme acerca de qué parámetros deberíamos seleccionar. Será de vital importancia representar de algún modo en qué momento nos interesaría dejar de aumentar el caudal de aceite y el área de intercambio pues, aunque es obvio que cuando éstos sean mayores la cantidad de calor intercambiado será mayor, esto implicaría un mayor coste de los equipos. Es por ello por lo que se representa en la siguiente tabla el porcentaje de mejora de calor según la variación del caudal de aceite, para un mismo NTU.

Tabla 3. Mejora de calor intercambiado con respecto a un caudal de aceite de 5 kg/s menor.

	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
0,5	-	32,1%	23,6%	18,5%	15,1%	12,7%	10,9%	9,5%	8,4%	4,7%	1,5%
1	-	31,3%	22,8%	17,7%	14,3%	11,8%	10,0%	8,6%	7,5%	4,8%	2,4%
1,5	-	30,9%	22,3%	17,2%	13,7%	11,3%	9,5%	8,1%	7,0%	4,9%	3,0%
2	-	30,6%	22,0%	16,8%	13,4%	11,0%	9,2%	7,8%	6,7%	4,9%	3,4%
2,5	-	30,5%	21,8%	16,7%	13,2%	10,8%	9,0%	7,6%	6,5%	5,0%	3,7%
3	-	30,4%	21,7%	16,6%	13,1%	10,7%	8,9%	7,5%	6,4%	5,1%	4,0%
3,5	-	30,3%	21,7%	16,5%	13,1%	10,6%	8,8%	7,5%	6,4%	5,2%	4,2%
4	-	30,3%	21,6%	16,4%	13,0%	10,6%	8,8%	7,4%	6,3%	5,3%	4,3%
4,5	-	30,2%	21,6%	16,4%	13,0%	10,6%	8,8%	7,4%	6,3%	5,3%	4,4%
5	-	30,2%	21,6%	16,4%	13,0%	10,6%	8,8%	7,4%	6,3%	5,3%	4,5%

Podemos llegar, entonces, a dos claras conclusiones:

- A partir de valores de NTU=2, la mejora es mínima.
- La solución óptima parece encontrarse en valores de caudal entre 40-50 kg/s.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Como se ha argumentado con anterioridad, el procedimiento de estimación de parámetros sería similar para los otros intercambiadores, a pesar de que se partiría de condiciones distintas. Sin embargo, como veremos más adelante, esta estimación no resulta precisa del todo, puesto que no se está teniendo en cuenta la inercia térmica del bloque de hormigón, además de que se ha considerado el proceso como estacionario, cuando en realidad varía a lo largo del tiempo.

Todos estos valores tienen justificación a partir de la consulta bibliográfica e investigación de diferentes artículos y fuentes. Más adelante se desarrollarán las explicaciones y cálculos necesarios para adoptar los valores finales.

Además, con estos valores iniciales de parámetros, se estima que la energía intercambiada entre el fluido y el bloque EnergyNest durante el ciclo de carga será de unos 110 MWh, que correspondería con las dimensiones necesarias del bloque. Sin embargo, como se ha comentado anteriormente, esto no resulta del todo real, pues debemos tener en cuenta varios aspectos muy importantes:

- El EnergyNest nunca llega a descargarse por completo. Además, como condición fijada por el equipo para más adelante poder asegurar una eficiencia mínima del ciclo térmico en la descarga, la temperatura del EnergyNest nunca deberá bajar de los 250 °C.
- Para obtener resultados más cercanos a la realidad, consideraremos que el EnergyNest es un sistema que presenta inercia térmica.
- Las condiciones de los gases de combustión y, especialmente, las del aceite térmico, (y por ende las del flujo) varían y no deben considerarse uniformes.



2.2.1. Perfil de funcionamiento de la turbina

Atendiendo a la información aportada por ISOVER, el funcionamiento de la turbina varía a lo largo del día:

Tabla 4. Perfil de potencia esperado para la GT2, temperatura de escape y flujo másico

Horas del día en operación	19	20	21	22	23
Potencia	15	25	25	15	15
Flujo de masa de escape [kg/s]	114.4	115.0	115.0	114.4	114.4
Temperatura de escape [°C]	442.6	553.2	553.2	442.6	442.6

Tabla 5. Datos técnicos para generadores diésel y turbinas de gas en Las Salinas

Power plant*	Group name & technology	Nominal gross power (MW)	Nominal net power (MW)	Technical net min. (MW)	Ramp-up rate (MW/min)	Max. step (MW/10 min)	Min. startup time (cold)	Min. startup time (hot)
LS	Diesel 1, 2	4.32	4.13	2.4	0.5	1.4	60	-
LS	Diesel 3	5.04	4.81	2.8	0.5	1.3	60	-
LS	Diesel 4, 5	7.52	7.18	4.2	0.5	2	60	-
LS	Diesel 6	24	22.9	14.09	0.5	5	120	-
LS	Diesel 7, 8, 9	18.5	17.723	11.8	0.5	7	90	60
LS	Gas turbine 1	25.86	25.34	6.79	1.5	16.3	25	25
LS	Gas turbine 2	37.5	36.75	9.69	2.5	25	25	25
LS	Gas turbine (Mobile) 1	15	14.67	2.93	1.5	9	25	25

A partir de estos datos es posible programar el perfil de funcionamiento de la turbina, en el que se modelarán como funciones del tiempo el gasto másico de los gases de combustión y su temperatura. Estos perfiles serán funciones definidas a trozos, en las que se tendrán en cuenta las rampas de subida descritas en las tablas anteriores. Así:

$$\dot{m}_{gases,turbina}(t) = \begin{cases} 114,4 + 1144 \cdot (t - 19) & \forall t \mid 18,9 \leq t < 19 \\ 114,4 & \forall t \mid 19 \leq t < 20 \\ 114,4 + 9 \cdot (t - 20) & \forall t \mid 20 \leq t < 20,07 \\ 115 & \forall t \mid 20,07 \leq t < 22 \\ 114,4 & \forall t \mid 22 \leq t \leq 24 \\ 0 & resto \end{cases}$$

, donde el tiempo (t) se expresa en horas y el gasto másico (\dot{m}) en kg/s.



**Optimización termo-económica de un sistema integrado de
recuperación, almacenamiento y valoración energética del
calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la
Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)**

Universidad
Politécnica de
Cartagena

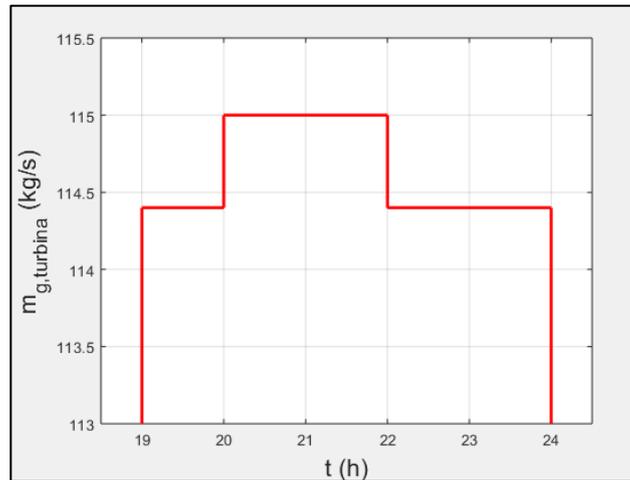


Figura 14. Perfil del gasto másico de la turbina

Por otro lado, el perfil de temperaturas queda definido a partir de la siguiente función definida a trozos:

$$T_{gases,turbina}(t) = \begin{cases} 422,6 + 4426 \cdot (t - 19) & \forall t \mid 18,9 \leq t < 19 \\ 442,6 & \forall t \mid 19 \leq t < 20 \\ 442,6 + 1659 \cdot (t - 20) & \forall t \mid 20 \leq t < 20,07 \\ 553,2 & \forall t \mid 20,07 \leq t < 22 \\ 442,6 & \forall t \mid 22 \leq t \leq 24 \\ 0 & resto \end{cases}$$

, donde el tiempo (t) se expresa en horas y la temperatura (T) en grados Celsius.

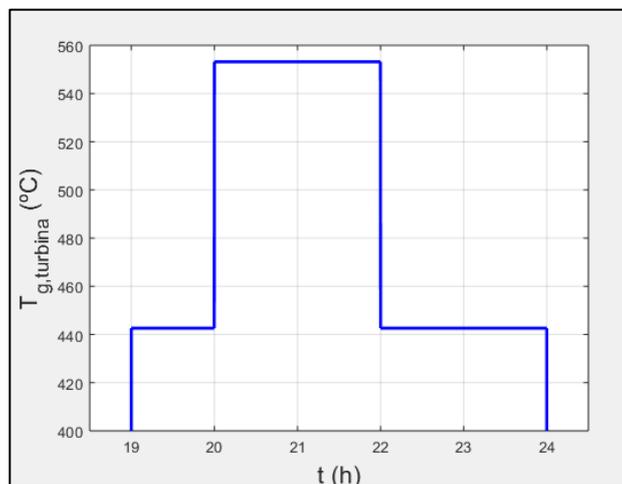


Figura 15. Perfil de la temperatura de la turbina



2.2.2. Perfil de funcionamiento de los motores Diesel

En este caso, la información que obtenemos de las bases es que los motores diésel generan un gasto másico medio de 27 kg/s de gases de combustión a 331,5 °C por grupo. Consideraremos para nuestros cálculos que los grupos diésel estarán aportando energía al EnergyNest desde la hora de arranque que se programe, hasta las 24h de la noche, cuando la TG2 deja de trabajar. Llamando N al número de grupos diésel y $h_{arranque}$ a la hora a la que se acoplarán a la carga del EnergyNest, los perfiles de temperatura y gasto másico de los gases de escape serán:

$$\dot{m}_{gases,diesel}(t) = \begin{cases} 27 \cdot N & \forall t \mid h_{arranque} \leq t < 24 \\ 0 & resto \end{cases}$$
$$T_{gases,diesel}(t) = \begin{cases} 331,5 & \forall t \mid h_{arranque} \leq t < 24 \\ 0 & resto \end{cases}$$

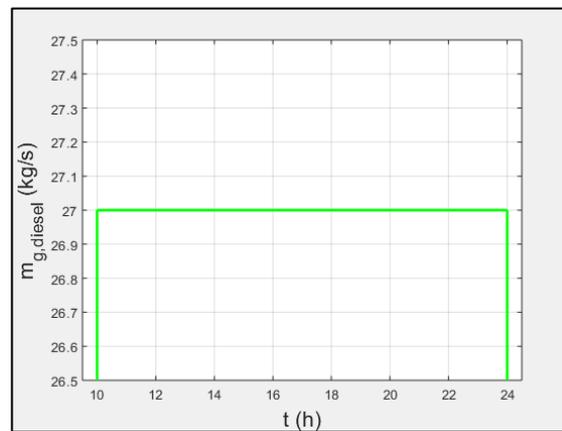


Figura 16. Perfil del gasto másico de los grupos diésel

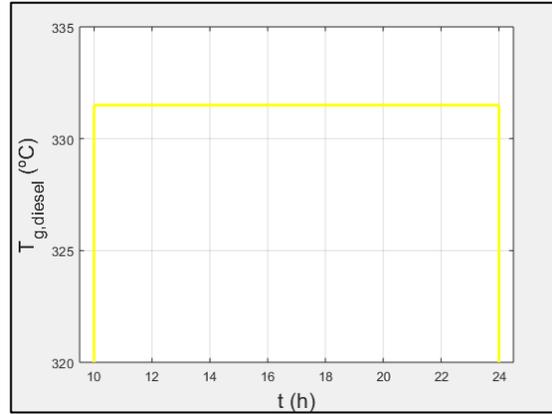


Figura 17. Perfil de la temperatura de los grupos diésel

Por otro lado, como estas corrientes se mezclarán para entrar al circuito de carga del EnergyNest, la corriente resultante habrá de cumplir las dos siguientes ecuaciones para cada instante de tiempo:

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_{gases,turbina} + \dot{m}_{gases,diesel}$$

$$T_{gc} = \left(\dot{m}_{gases,turbina} \cdot T_{gases,turbina} + \dot{m}_{gases,diesel} \cdot T_{gases,diesel} \right) \frac{1}{\dot{m}_{gc}}$$

2.2.3. Aceite térmico

A lo largo del proyecto se estudia el uso de aceites de diferentes fabricantes. Se opta finalmente, debido a su alto calor específico en el rango de temperaturas de trabajo, por el Therminol® VP-1 de la casa homónima. A partir de la hoja de datos del fabricante se obtienen correlaciones polinómicas en función de la temperatura del flujo de aceite. Se fija para el ciclo de carga un caudal de aceite térmico de 50 kg/s. Resumiendo, las funciones que proporcionan los valores de densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico, son las siguientes:

$$\rho_{aceite}(T) = -7,414 \cdot 10^{-4} T^2 - 0,6427 T + 1,073 \cdot 10^3 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\mu_{aceite}(T) = 4,878 \cdot 10^{-14} T^6 - 7,2244 \cdot 10^{-11} T^5 + 4,260 \cdot 10^{-8} T^4 - 1,278 \cdot 10^{-5} T^3 + 2,068 \cdot 10^{-3} T^2 - 1,773 \cdot 10^{-1} T + 7,181 \text{ (kg/m} \cdot \text{s)}$$

$$k_{aceite}(T) = -1,733 \cdot 10^{-7} T^2 - 8,699 \cdot 10^{-5} T + 0,1381 \text{ (W/m} \cdot \text{K)}$$

$$c_{p,aceite}(T) = 1,740 \cdot 10^{-10} T^5 - 1,498 \cdot 10^{-7} T^4 + 4,754 \cdot 10^{-5} T^3 - 7,273 \cdot 10^{-3} T^2 + 3,307 T + 1482 \text{ (J/kg} \cdot \text{K)}$$



Será importante también en este apartado, tener en cuenta los efectos de la turbulencia en el proceso de transferencia de calor. Para ello se deberán obtener los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt; y derivado de ello, el coeficiente de transmisión del calor para cada instante de tiempo, $h(\frac{W}{m^2K})$.

Se emplearán las siguientes ecuaciones:

$$v_{aceite} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{aceite}}{\rho_{aceite} \pi D^2}$$

$$Re = \frac{\rho_{aceite} v_{aceite} D}{\mu_{aceite}}$$

$$Pr = \frac{c_{p,aceite} \mu_{aceite}}{k_{aceite}}$$

$$Nu = \begin{cases} 3,66, & \text{si } Re < 2330 \\ 0,023 Re^{0,8} Pr, & \text{si } Re > 2330 \end{cases}$$

$$h = \frac{k_{aceite} Nu}{D}$$

2.3. Modelos matemáticos

2.3.1. Intercambiador de calor

Uno de los puntos más importantes dentro de este ciclo de carga es la del diseño del intercambiador. La siguiente tabla que se muestra a continuación, podemos observar las configuraciones de intercambiadores de calor más comunes. En el caso de la carga del EnergyNest, las configuraciones más razonables, debido a la posibilidad de intercambiar calor entre un gas y un líquido, además de las altas temperaturas que pueden llegar a alcanzar, serían el *intercambiador de placas soldadas platular* o un *intercambiador de calor de placas soldadas aleteado*.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Type of Heat Exchanger	Feature								
	Compactness (m ² /m ³)	Stream Types ^a	Material ^b	Temperature Range (°C)	Maximum Pressure (bar) ^c	Cleaning Methods	Corrosion Resistance	Multistream Capability	Multipass Capability
Plate-and-frame (gaskets)	up to 200	Liquid-liquid, gas-liquid, two-phase	s/s, Ti, Incoloy, Hastelloy, graphite, polymer	-35 to +200	25	Mechanical ^d	Good ^e	Yes ^f	Yes
Partially welded plate	up to 200	Liquid-liquid, gas-liquid, two-phase	s/s, Ti, Incoloy, Hastelloy	-35 to +200	25	Mechanical ^{d,g} , chemical ^h	Good ^e	No	Yes
Fully welded plate (AlfaRex)	up to 200	Liquid-liquid, gas-liquid, two-phase	s/s, Ti, Ni alloys	-50 to +350	40	Chemical	Excellent	No	Yes
Brazed plate	up to 200	Liquid-liquid, two-phase	s/s	-195 to +220	30	Chemical ⁱ	Good ^e	No	No ^k
Bavex plate	200-300	Gases, liquids, two-phase	s/s, Ni, Cu, Ti, special steels	-200 to +900	60	Mechanical ^{d,j} , chemical	Good	In principle	Yes
Platular plate	200	Gases, liquids, two-phase	s/s, Hastelloy, Ni alloys	up to 700	40	Mechanical ^{d,m}	Good	Yes ⁿ	Yes
Compabloc plate	up to 300	Liquids	s/s, Ti Incoloy	up to 300	32	Mechanical ^d	Good	Not usually	Yes
Packinox plate	up to 300	Gases, liquids two-phase	s/s, Ti, Hastelloy, Inconel	-200 to +700	300	Mechanical ^{d,o}	Good	Yes ^f	Yes
Spiral	up to 200	Liquid-liquid, two-phase	c/s, s/s, Ti, Incoloy, Hastelloy	up to 400	25	Mechanical ^d	Good	No	No
Brazed plate-fin	800-1500	Gases, liquids, two-phase	Al, s/s, Ni alloy	Cryogenic to +650	90	Chemical	Good	Yes	Yes
Diffusion-bonded plate-fin	700-800	Gases, liquids, two-phase	Ti, s/s	up to 500	> 200	Chemical	Excellent	Yes	Yes
Printed-circuit	200-5000	Gases, liquids two-phase	s/s, Ni, Ni alloys, Ti	-200 to +900	> 400	Chemical	Excellent	Yes	Yes
Polymer (e.g. channel plate)	450	Gas-liquid ^p	PVDF ^q , PP ^r	up to 150 ^t	6	Water wash	Excellent	No	Not usually
Plate-and-shell	—	Liquids	s/s, Ti, (shell also in c/s) ^l	up to 350	70	Mechanical ^{d,o} , Chemical ^u	Good	No	Yes
Marbond	up to 10,000	Gases, liquids, two-phase	S/s, Ni, Ni alloys, Ti	-200 to +900	> 400	Chemical	Excellent	Yes	Yes

Source: Data from Lancaster (1998).

^a Two-phase includes boiling and condensing duties.

^b s/s, stainless steel; Ti, titanium; Ni, nickel; Cu, copper. Alloys of these materials and other special alloys are frequently available.

^c The maximum pressure capability is unlikely to occur at the higher operating temperatures, and assumes no pressure/stress-related corrosion.

^d Can be dismantled.

^e Function of gasket as well as plate material.

^f Not common.

^g On gasket side.

^h On welded side.

ⁱ Ensure compatibility with copper braze.

^j Function of braze as well as plate material.

^k Not in a single unit.

^l On tube side.

^m Only when flanged access provided; otherwise, chemical cleaning.

ⁿ Five fluids maximum.

^o On shell side.

^p Condensing on gas side.

^q Polyvinylidene difluoride.

^r Polypropylene.

^t PEEK (polyetheretherketone) can go to 250°C

^u Shell may be composed of polymeric material.

^v On plate side.

Figura 18. Características principales de diferentes configuraciones de intercambiadores de calor (Shah, 2003).

El primero destaca por su gran compactidad, facilidad de limpieza y la ausencia de juntas entre sus placas (lo que facilita su mantenimiento). Sin embargo, las aletas del segundo tipo permiten obtener una mayor área de intercambio en un menor volumen de ocupación, aunque esto suele encarecer bastante el coste de la inversión.

Para el diseño se ha usado el método NTU, como se ha presentado con anterioridad, las ecuaciones de las que se han hecho uso:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

$$C_c = \dot{m}_{gases} c_{p,gases}$$

$$C_f = \dot{m}_{aceite} c_{p,aceite}$$

$$C_{mín} = \min(C_c, C_f)$$

$$C_{máx} = \max(C_c, C_f)$$

$$CR = \frac{C_{mín}}{C_{máx}}$$

$$NTU = \frac{U \cdot S}{C_{mín}}$$

<i>si $C_c > C_f$</i>	<i>si $C_c < C_f$</i>
$\varepsilon = \left(\frac{1}{CR}\right) (1 - e^{-CR(1-e^{-NTU})})$	$\varepsilon = 1 - e^{-\left(\frac{1}{CR}\right)(1-e^{-CR \cdot NTU})}$

$$Q_{máx} = C_{mín}(T_{ce} - T_{fe})$$

$$Q = \varepsilon Q_{máx}$$

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{Q}{m_{gases} \cdot c_{p,gases}}$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q}{m_{gases} \cdot c_{p,gases}}$$

Para poder definir los caudales, tamaño del intercambiador y otras variables, Enrique Moya realiza un análisis de sensibilidad iterativo, para el cual se ha estudiado gran cantidad de combinación de parámetros. Se parte de una tabla Excel para hacer una primera aproximación al problema.

Tabla 6. Resumen cálculo de parámetros del IC

Capacidades caloríficas		
C,gases comb	1,16E+05	W/K
C, aceite	1,50E+05	W/K
C,max	1,50E+05	W/K
C,min	1,16E+05	W/K
CR	0,77	
Resultados y parámetros		
NTU	1,9481	
eff	0,6354	
Qmax	22,66	MW
Q	14,40	MW
T,cs	321,54	°C
T,fs	345,99	°C



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Una vez realizada una estimación inicial, se procede a un cálculo más preciso con el que poder realizar entonces un estudio más detallado. Se vio que, planteando las siguientes ecuaciones:

$$q_1 = (T_{ce} - T_{fe}) \dot{m}_f c_{pf} \frac{1 - e^{-\frac{m_f c_{pf}}{m_c c_{pc}} \left(1 - e^{-\frac{UA}{m_f c_{pf}}}\right)}}{\frac{m_f c_{pf}}{m_c c_{pc}}}, \text{ si } C_{min} = C_c$$

$$q_2 = (T_{ce} - T_{fe}) \dot{m}_c c_{pc} \left[1 - e^{-\frac{m_c c_{pc}}{m_f c_{pf}} \left(1 - e^{-\frac{UA}{m_f c_{pf}}}\right)} \right], \text{ si } C_{min} = C_f$$

Podemos estudiar como varía el flujo de calor intercambiado entre fluido frío y fluido caliente en el intercambiador en función del parámetro (U·A), donde U es el coeficiente global de transmisión del calor y A el área de intercambio del intercambiador. En función de unos parámetros preseleccionados:

$T_{ce} = 520^\circ\text{C}$	$c_{pc} = 1050 \text{ J/kgK}$	$m_f = 50 \text{ kg/s}$
$T_{fe} = 25^\circ\text{C}$	$c_{pf} = 2450 \text{ J/kgK}$	$m_c = 169 \text{ kg/s}$

Así, derivando las expresiones respecto de (U·A) y representando, se obtiene la siguiente gráfica:

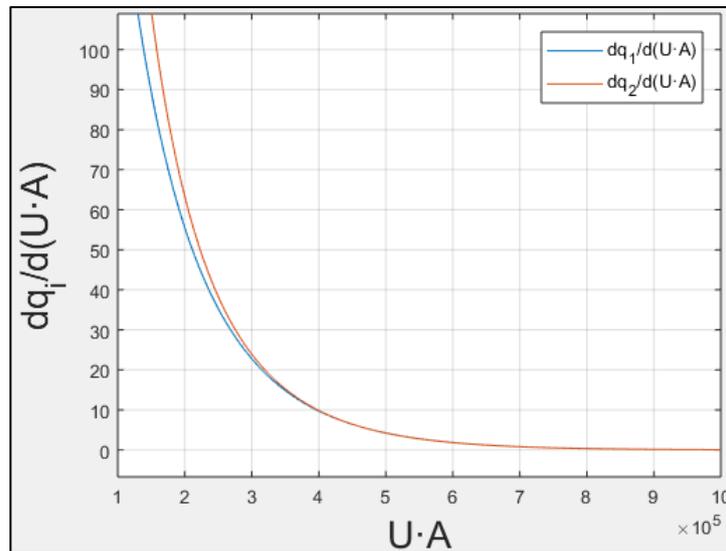


Figura 19. Gráfica variación respecto a (U·A)



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Cuanto más grande resulta el término $(U \cdot A)$ más cercana a cero es la derivada del flujo de calor, y más próximo estaríamos al mínimo (y, por ende, al máximo de la función primitiva), presentando estas curvas carácter asintótico. A simple vista, lo lógico sería escoger un valor próximo a $(U \cdot A) = 6 \cdot 10^5$. Sin embargo, a efectos de criterios económicos, no merece la pena elegir un valor tan grande, y nos decantamos por un valor de aproximadamente la mitad. Así, estimando que el coeficiente global de transmisión del calor es aproximadamente $U = 100 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, esto nos arroja un resultado de superficie de intercambio de 3000 m^2 . Finalmente, tras diferentes simulaciones y estudio de la viabilidad económica, decidimos fijar el área de intercambio en 2.250 m^2 .

2.3.2. EnergyNest

El sistema EnergyNest es el núcleo central del proyecto, en el cual se almacenará la energía térmica obtenida procedente de los gases de escape que atraviesan el intercambiador y que servirá como “batería” para más adelante poder recuperar esta energía y aprovecharla en otro ciclo térmico.

La parametrización y estudio de este sistema estará encaminada a determinar la masa necesaria de Heatcrete para poder cumplir con los requisitos térmicos propuestos. En primer lugar, los parámetros físicos y térmicos de este material, del cual están compuestos los tubos que almacenan la energía calorífica dentro del Energy Nest, son:

$$\rho = 2364 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad k = 2,2 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad c_p = 1025 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Para poder modelar este sistema, se estudian las dimensiones del Energy Nest, en concreto, de los tubos de Heatcrete que lo componen.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

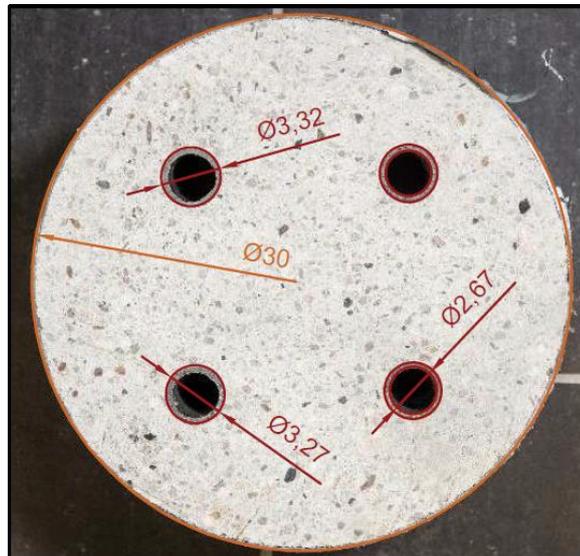


Figura 20. Medidas de la sección de un tubo del Energy Nest

Se advierte que el diámetro exterior de un tubo es de 30 centímetros, mientras que los tubos de acero que lo recorren rondan los 3,3 centímetros de diámetro exterior y 2,7 centímetros de diámetro interior, con una longitud de 13 metros.

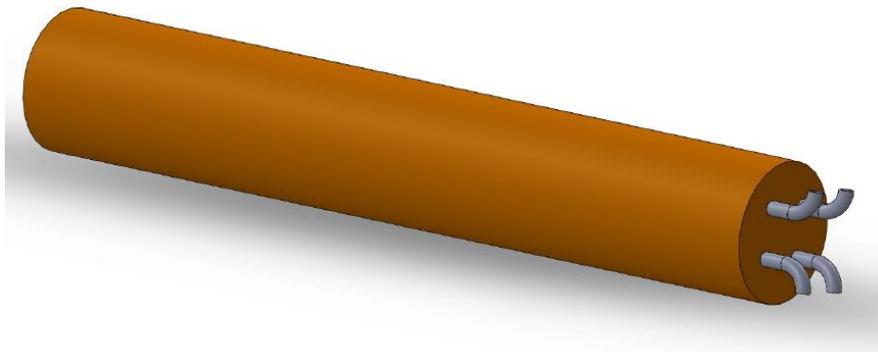


Figura 21. Modelo recreado en 3D de una sección de tubo de Heatcrete

En el modelado de este sistema, se ha acudido a un modelo en el que se contemple la inercia térmica del material, con el objetivo de obtener resultados veraces y lo más próximos posibles a la realidad. El Energy Nest se ajustará a un modelo geométrico de un cilindro hueco, del siguiente modo:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

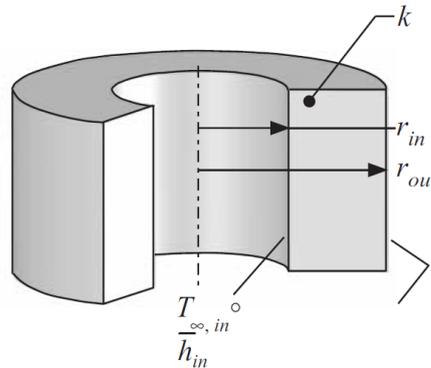


Figura 22. Modelo geométrico del Energy Nest

Es decir, un cilindro hueco con un valor para el radio exterior e interior (r_{out}, r_{in}), la conductividad térmica propia del Heatcrete y unas condiciones iniciales que vendrán fijadas por las temperaturas de trabajo del ciclo.

Así, para poder modelizar el EnergyNest de forma correcta, se llevan a cabo unos cálculos previos con el fin de asegurar la similitud entre el modelo real y el teórico. En el modelo real, hemos visto que un tubo de EnergyNest es atravesado por cuatro tubos de acero, cuyos diámetros son:

$$\begin{aligned} D_{tubo} &= 0,3 \text{ m} \\ d_{in} &= 0,027 \text{ m} \\ d_{out} &= 0,031 \text{ m} \\ L &= 3 \text{ m} \end{aligned}$$

Se puede calcular así el área de intercambio y el volumen de un tubo como:

$$\begin{aligned} A_{intercambio} &= \pi d_{out} L = 5,064 \text{ m}^2 \\ V_{tubo} &= \frac{\pi}{4} (d_{out}^2 - d_{in}^2) L = 0,909 \text{ m}^3 \\ \left(\frac{V_{tubo}}{A_{intercambio}} \right) &\cong 0,18 \end{aligned}$$



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Así, se fija inicialmente una masa de 3.500 toneladas de Heatcrete. Conocida la densidad del material, podemos obtener el volumen necesario y las dimensiones del modelo matemático a partir de:

$$V_{modelo} = \frac{M_{EN}}{\rho_{Heatcrete}} = 1.480 \text{ m}^3$$

Seleccionamos una longitud y diámetro interno para el cilindro teórico:

$$L_{modelo} = 17.500 \text{ m}$$

$$r_{in,modelo} = 0,027 \text{ m}$$

A partir de aquí, el radio exterior del cilindro quedará definido, por la expresión siguiente:

$$r_{out,modelo} = \sqrt{\frac{V}{L\pi} + r_{in,modelo}^2} = 0,1663 \text{ m}$$

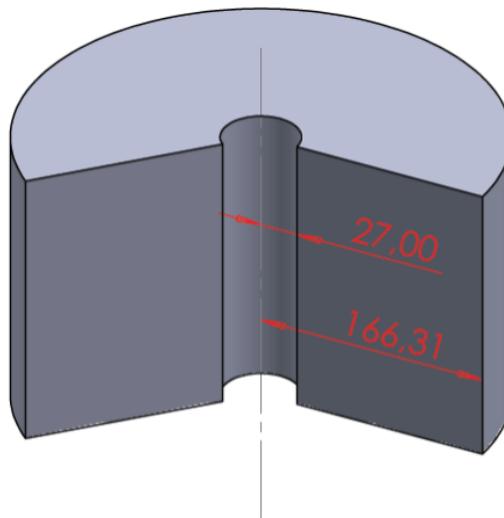


Figura 23. Modelo Energy Nest con medidas a usar

Por otro lado, se fijan unas condiciones iniciales del Heatcrete iguales a la temperatura de inicio para todos los nodos, que como anteriormente se dijo, resulta ser de 250 °C.

Por último, es importante tener en cuenta el área de intercambio efectiva del EN. Para ello, a partir de la siguiente imagen oficial de la empresa que comercializa el sistema:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

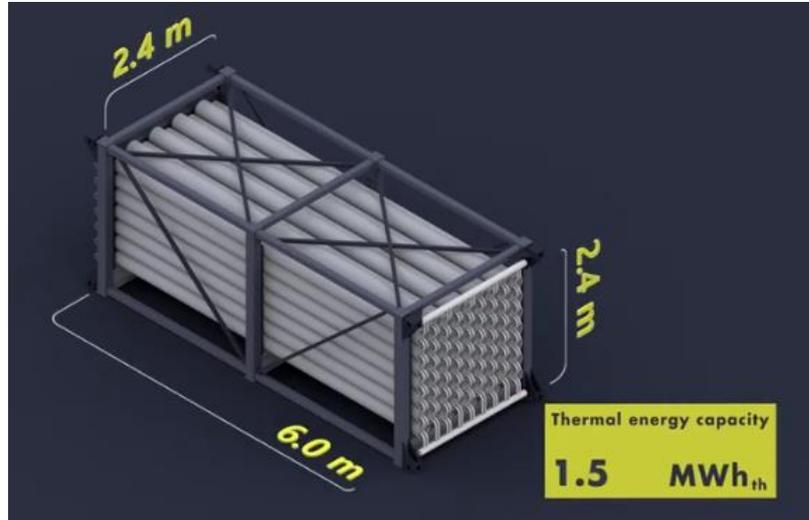


Figura 24. Medidas de un módulo de Energy Nest

Podemos estimar el área efectiva de intercambio como:

$$A_{elemento} = 4 \frac{tubos}{elemento} d_{out} L = 4 \frac{tubos}{elemento} \cdot 0,031 \text{ m} \cdot 13 \frac{m}{tubo} = 4,675 \text{ m}^2$$

Como nuestro sistema será de unos 100 MWht, necesitaremos unos 65 módulos, luego:

$$A_{modulo} = A_{elemento} \cdot 9 \frac{elementos}{columna} \cdot 7 \frac{elementos}{fila} = 294,51 \text{ m}^2$$

$$A_{Energy Nest} = A_{modulo} \cdot 65 = 19.142,9 \text{ m}^2$$

Se observa que, a partir de cierto valor de área de intercambio, la transferencia de calor no varía prácticamente, pues crece de modo asintótico. Así, este valor de área de intercambio asegura que la transmisión de calor será la máxima posible, lo que equivale a decir que el aceite saldrá del EnergyNest a la misma temperatura que éste o que todo el calor recuperado de los gases de escape en el intercambiador se transfiere al EnergyNest, despreciando pérdidas en este caso.



2.3.3. Posibles configuraciones del sistema

Muchas de las cavilaciones del ciclo de carga han versado en qué configuración adoptar para lograr una eficiencia del ciclo óptima, pero sin perder de vista criterios económicos ni físicos. No se mostrarán todas, pues alargará la extensión del documento presente de manera notable. Nos limitaremos a mostrar los casos de especial interés.

2.3.3.1. Aprovechamiento de los gases de combustión de GT2

Se presentan a continuación las curvas y gráficas relevantes aprovechando los gases de escape únicamente de la turbina de gas 2. Así, haciendo uso del script programado, en el trabajo de Enrique Moya se refleja la curva de calor obtenida:

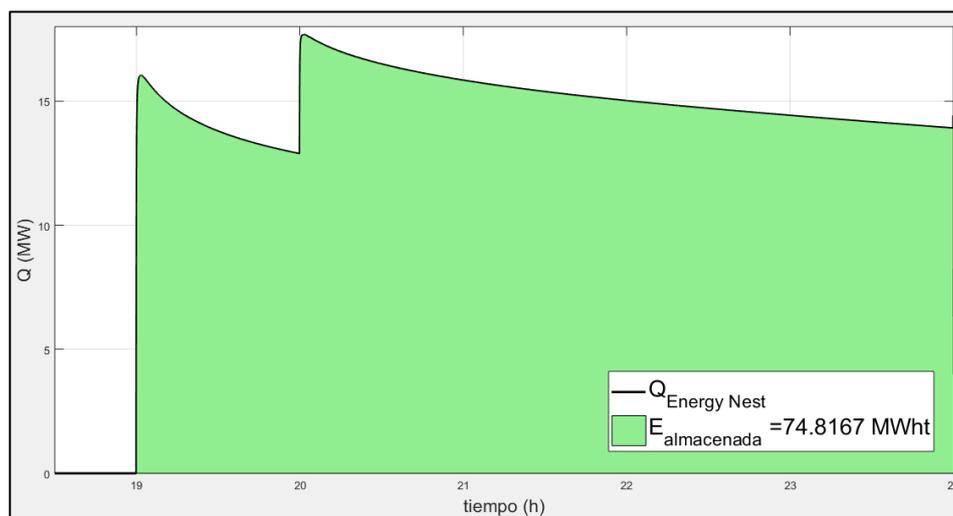


Figura 25. Calor almacenado en el Energy Nest sólo con GT2

El área verde pintada bajo la curva representa el calor total. Dicho calor, como se observa en la leyenda es de 74,81 MWht. La curva presenta dos picos debidos a los cambios de régimen en el funcionamiento de la turbina. Por otro lado, la curva de calor en el Energy Nest:

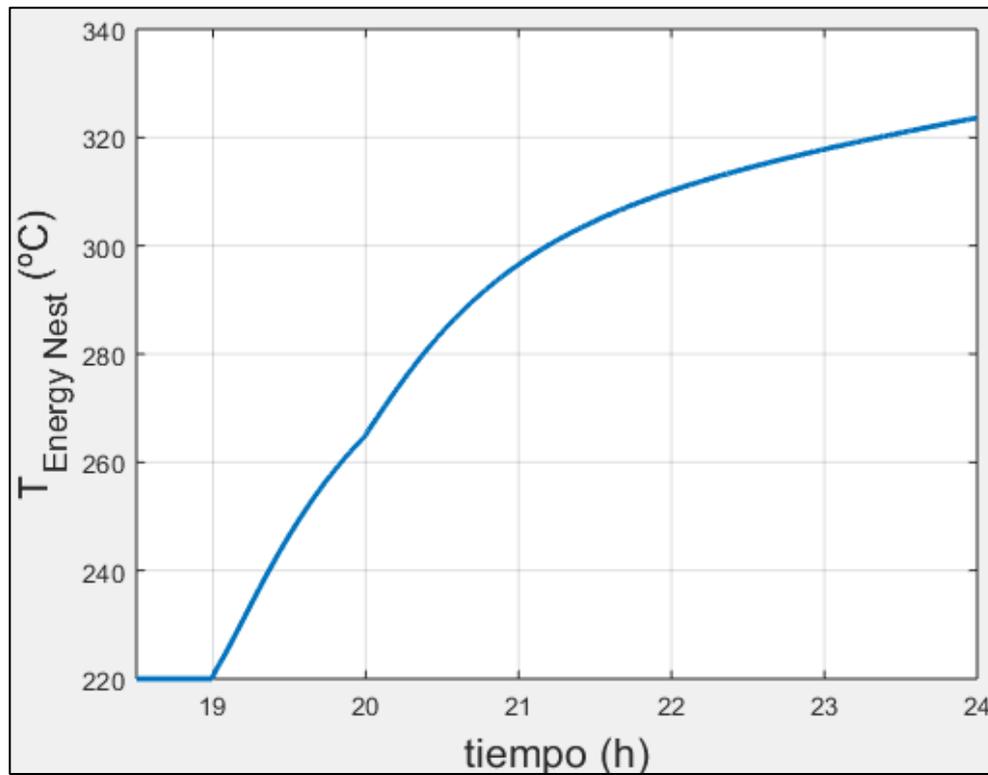


Figura 26. Curva de temperatura media del EnergyNest sólo con GT2

Como se observa, la temperatura del EnergyNest aumenta conforme pasa el tiempo y se va intercambiando más calor. Se observa también un punto de silla muy leve cuyo origen es el mismo que el de los picos de la figura 25. En este caso, la temperatura máxima alcanzada es de 323,7 °C.

Como conclusión a este apartado, parece lógico incluir los gases de combustión de alguno de los motores diésel, pues la temperatura que se alcanza no parece suficiente para los objetivos propuestos.

2.3.3.2. Aprovechamiento de los gases de combustión de GT2 y grupos diésel

En este apartado se incluirán gases de combustión provenientes de los grupos diésel, para contrastar los resultados y decidir qué solución es la más adecuada.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Se parametriza el algoritmo mediante una variable que nos permitirá decidir cuantos grupos diésel entran en juego. Los gases de combustión provenientes de éstos tienen un caudal másico de 27 kg/s y una temperatura media de 331,5 °C. Vamos a estudiar la influencia de incluir 1, 2 ó 3 motores.

En primer lugar, Enrique Moya ejecuta el código para cada una de las configuraciones que vamos a considerar, que serán la inclusión de 1, 2 ó 3 motores y cuya hora de arranque sean las 10h o las 15h. Es decir, tendremos seis combinaciones paramétricas a considerar. Los resultados que obtenemos son:

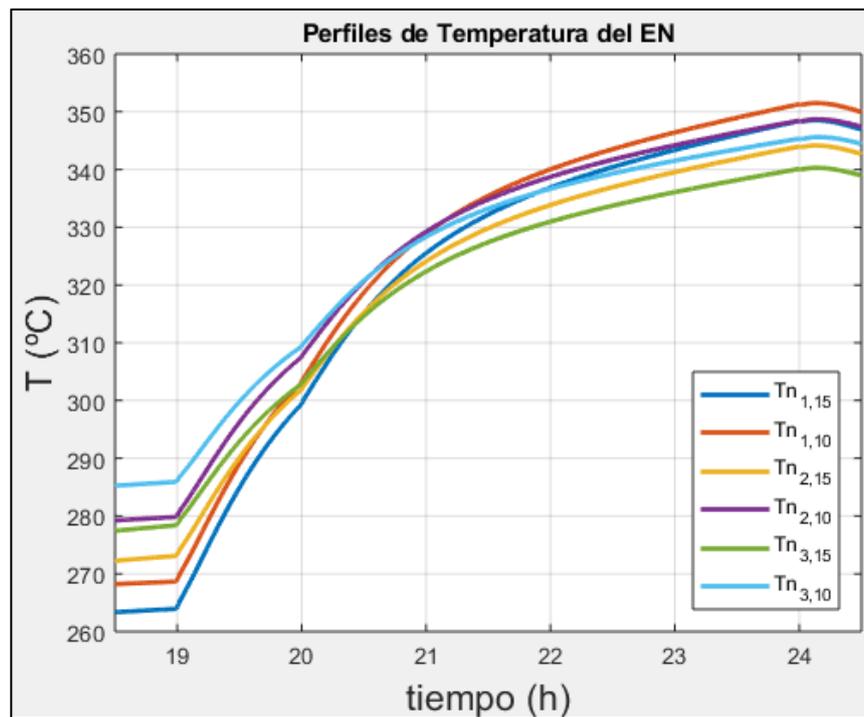


Figura 27. Perfil de temperatura del EN en función del número de grupos diésel acoplados

El código de la leyenda puede interpretarse a partir de la siguiente clave:

$$Tn_{\text{número de grupos diésel, hora arranque}}$$

También será importante a la hora de tomar esta decisión, la cantidad de calor intercambiado. A este efecto se presenta la siguiente gráfica:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

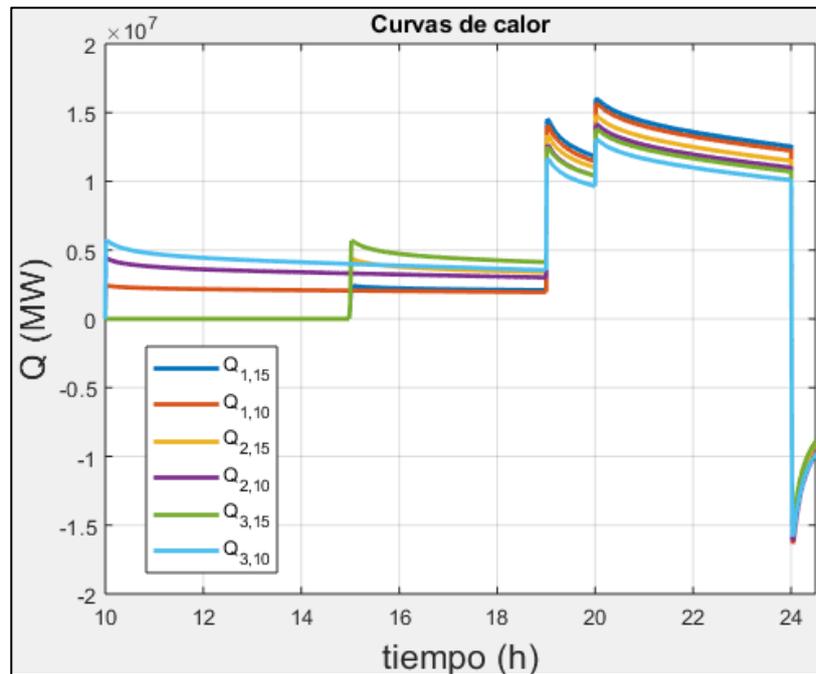


Figura 28. Curvas de calor intercambiado en el EN en función del número de grupos diésel

De manera análoga a la figura 28 puede interpretarse las curvas en la leyenda. Para no sobrecargar las gráficas, se muestra a modo de resumen las siguientes tablas, en las que se recogen los valores pico de la temperatura del EN y el calor intercambiado para cada caso:

Tabla 7. Temperaturas máximas en el EN en función del número de grupos diésel

Temperatura máxima EN (°C)		Número de grupos diésel		
		1	2	3
Hora arranque	10	351,5	348,71	345,62
	15	348,54	344,15	340,29

Tabla 8. Energía almacenada en el EN en función del número de grupos diésel

Energía almacenada (MWh)		Número de grupos diésel		
		1	2	3
Hora arranque	10	84,92	90,30	92,25
	15	76,58	77,16	76,61



A primera vista, no merece la pena conectar los motores al ciclo de carga más tarde de las diez, ya que el coste teóricamente es el mismo, pero cuanto más tiempo lo mantengamos, más calor aportará al EN, tal y como se refleja en las tablas. Así que, se decide que los motores entren en escena a las 10h de la mañana.

Por otro lado, observamos que $Q_{3,10} > Q_{2,10}$, lo que podría decidirnos acoplar 3 grupos diésel en vez de dos, aunque la diferencia sea sólo de unos 2 MWht. Pero si observamos, $Tn_{3,10} < Tn_{2,10}$, lo que implica que nuestro TES queda más caliente con el flujo de gases de combustión de dos grupos que de tres. Así, puesto que la diferencia de energía almacenada es tan sólo de un 2,11%, nos decantamos por acoplar 2 grupos diésel que trabajen desde las 10h de la mañana. Estos dos grupos harán que la energía total recuperada sea de 90,3 MWht y que la temperatura que alcance nuestro EN de 348,71 °C.

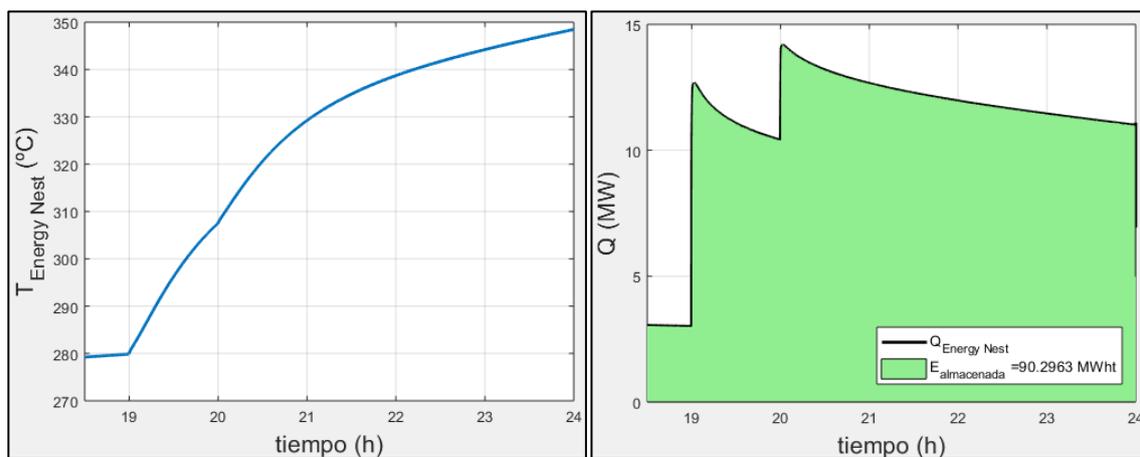


Figura 29. Curvas de calor y temperatura para la configuración final elegida

2.4. Cálculos justificativos de la potencia de la bomba

La curva resistente de la instalación se modelará mediante una ecuación cuadrática en función del caudal, donde se tienen en cuenta la altura manométrica necesaria a caudal nulo, la longitud de la instalación, diámetros, coeficientes de pérdida en accesorios, coeficientes de fricción y la rugosidad relativa:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

$$H_r = \frac{\Delta P}{\rho g} + 0,0826 \left(\lambda \frac{L}{D^5} + \frac{\Sigma K}{D^4} \right) Q^2 = E + F Q^2$$

Para nuestro circuito cerrado, el término E será nulo. Calcularemos las F teniendo en cuenta la configuración siguiente:

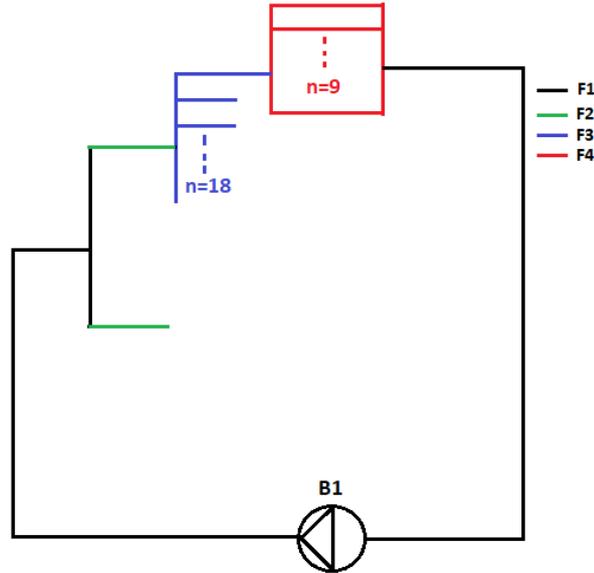


Figura 30. Circuito simplificado de carga del EN

$$F_1 = 0,0826 \left(0,045 \frac{84}{0,027^5} + \frac{1,5 \cdot 14}{0,027^4} \right) = 26.053.691,76$$

$$F_2 = 0,0826 \left(0,045 \frac{0,3}{0,2^5} \right) = 3,485$$

$$F_3 = 0,0826 \left(0,045 \frac{60}{0,2^5} + \frac{1,5}{0,2^4} \right) = 774,38$$

$$F_4 = 0,0826 \left(0,045 \frac{250}{0,4^5} \right) = 90,75$$

$$H_r = \left(\frac{\left(\frac{\left(\frac{F_1 \cdot 10}{9^2} \right) + F_2}{18^2} \right) + F_3}{2^2} + F_4 \right) Q^2 = 4,43 \text{ mca}$$

$$W_{bomba} = \frac{\rho_{aceite} g Q H_r}{\eta_{bomba}} \cong 30 \text{ kW}$$



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Para poder contrastar este resultado, se ha consultado un artículo de investigación científico titulado *Pumping work in the organic Rankine cycle*, Aleksandra Borsukiewicz. En él, obtiene los resultados mostrados en la tabla siguiente:

Tabla 9. Potencias de la bomba en función del fluido de trabajo obtenidas por Aleksandra Borsukiewicz en su trabajo *Pumping work in the organic Rankine*

Listing of characteristic parameters of the ORC, for selected working fluids ($T_1 = 220\text{ °C}$ and $T_3 = 30\text{ °C}$).

Working fluid	κ [%]	Δp [MPa]	q [kg/s]	w_t [kJ/kg]	w_p [kJ/kg]	P_t [kW]	P_p [kW]
MM	2.79	1.2941	5.85	87.94	2.46	514.4	14.4
Cyclohexane	2.29	1.8066	3.49	146.52	3.35	511.7	11.7
Benzene	2.07	1.9424	3.31	154.42	3.20	510.6	10.6
Toluene	1.13	0.4441	3.27	154.47	1.74	505.7	5.7
MDM	0.96	1.4368	6.25	80.76	0.77	504.8	4.8

Para una potencia aproximada de 500 kW en la turbina, obtiene una bomba de 5,7 kW. Realizando un cálculo aproximado, y estimando que nuestra turbina tendrá unos 2,5 MW de potencia, parece plausible adoptar el valor calculado de 30 kW para la bomba en el ciclo de carga.



3. CICLO DE DESCARGA

3.1. Ciclo termodinámico

Para descargar la energía almacenada en el EnergyNest, se decide hacer uso de un Ciclo Rankine Orgánico debido a su sencillez, a que es una tecnología muy desarrollada y a que la eficiencia que se obtiene es bastante alta, teniendo en cuenta que la temperatura del foco caliente (EnergyNest) no es muy elevada.

Para el diseño de un Ciclo Rankine Orgánico hay varias variables que se deben tener en cuenta: algunas vendrán definidas por el EnergyNest y el ciclo de carga; otras dependerán de las condiciones ambientales, la tecnología disponible y el impacto que se producirá en el medioambiente. Las variables mencionadas son el fluido de trabajo, la potencia de generación, la temperatura del foco caliente y el tipo de condensador que se podrá utilizar (debido a que el área disponible en la planta es limitada).

Por otro lado, las configuraciones de un ciclo Rankine pueden ser muy variadas. Desde un ciclo simple de evaporador, turbina, condensador y bomba hasta combinaciones más complejas con recuperadores de calor, regeneradores abiertos o cerrados, extracciones de vapor, etc.... En este caso, y para simplificar el análisis, se utiliza un ciclo simple. Además, debido a la baja temperatura del foco caliente, la eficiencia no aumentaría significativamente en configuraciones más complejas.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad Politécnica de Cartagena

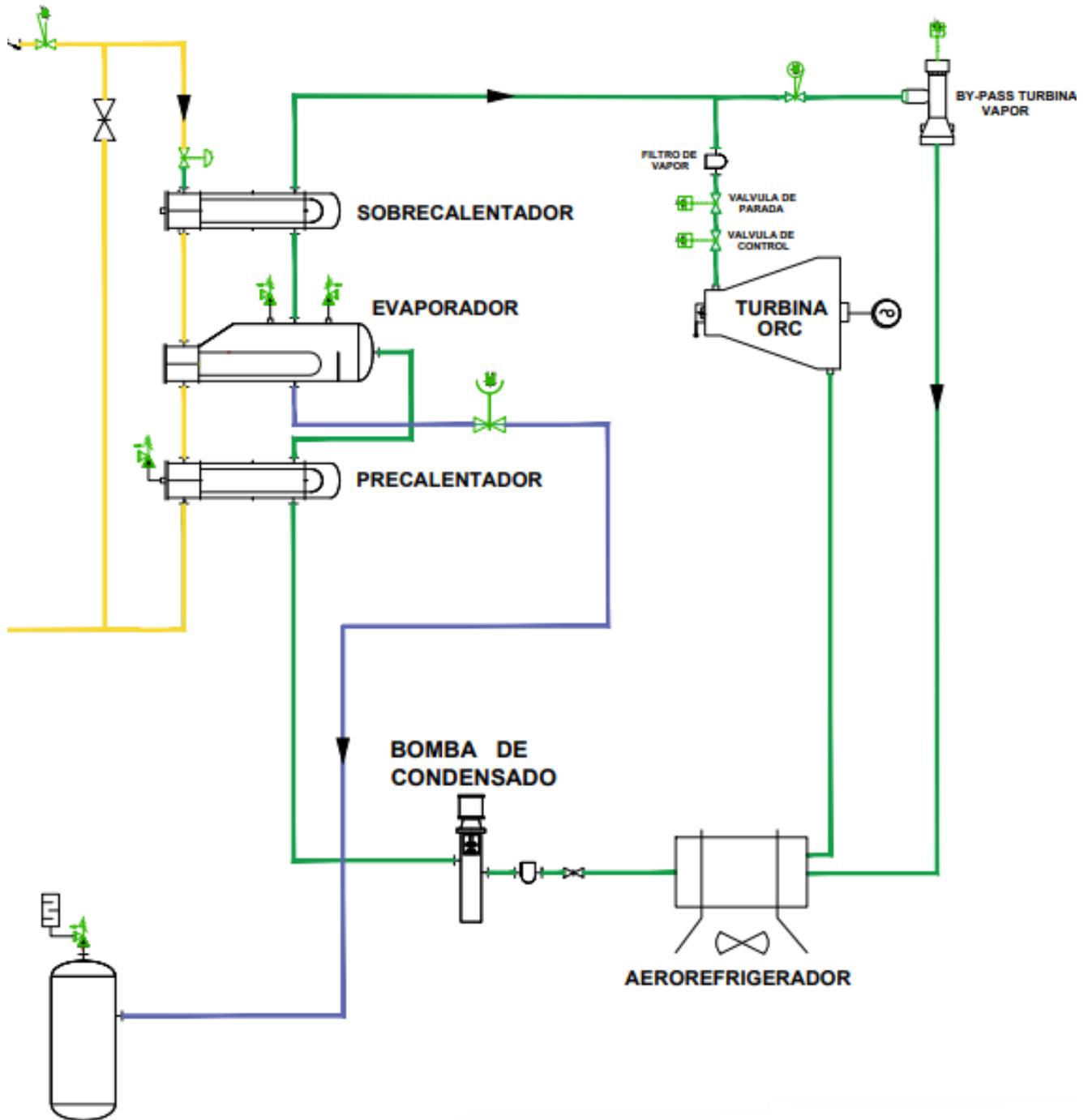


Figura 31. Esquema del ORC



3.2. Fluido de trabajo

Numerosos estudios concluyen que los fluidos de trabajo que presentan mejores eficiencias en Ciclos de Rankine Orgánicos destinados a recuperar calor son: tolueno, m-xileno, p-xileno o benceno, entre otros hidrocarburos. Se trata de fluidos secos, es decir, son capaces de expandirse manteniéndose en estado gaseoso y solo comenzar a condensar en el condensador (sin cambiar de estado en la turbina).

La desventaja de este tipo de fluidos es su toxicidad, su inflamabilidad y su impacto en el medio ambiente. Sin embargo, actualmente la tecnología está suficientemente desarrollada como para diseñar un entorno seguro con un ciclo totalmente cerrado que mantenga el fluido de trabajo controlado. Para ello será necesario una instalación con certificado ATEX en sus componentes.

En el proyecto se decide realizar el análisis con tolueno. En los siguientes apartados se especificarán las condiciones de estado y las propiedades termodinámicas de este fluido en las diferentes etapas del ciclo ORC.

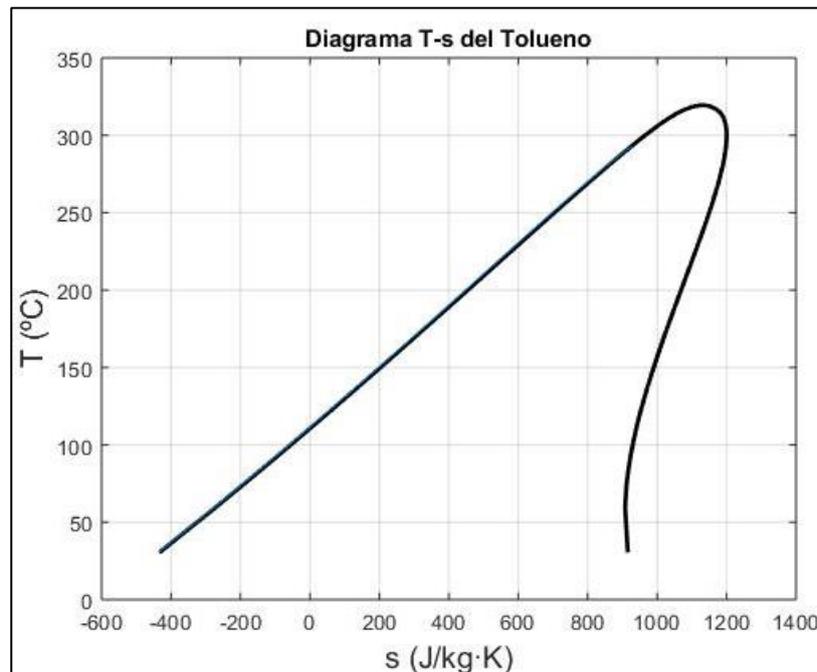


Figura 32. Diagrama T-s del tolueno



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

En el segundo intercambiador de calor que nos encontramos en el proyecto, el objetivo será transferir la energía desde el aceite térmico que circula por las tuberías del EnergyNest hasta nuestro fluido ORC seleccionado. Puesto que el fluido seleccionado es tolueno, cuya temperatura de evaporación es relativamente baja, el área de intercambio necesaria será menor que la del intercambiador de calor correspondiente a la carga. Sin embargo, dicho intercambiador deberá ser capaz de intercambiar calor entre un líquido con cierta viscosidad (aceite térmico) y otro que sufrirá un cambio de fase (tolueno).

Aunque es cierto que, en este caso, el tipo de intercambiador empleado puede variar bastante, una opción que resulta bastante interesante en Ciclos de Rankine Orgánicos es el altamente conocido *intercambiador de calor de carcasa y tubos*. Más concretamente, la configuración de éste será la de un *intercambiador de tubos en forma de U*. Además de su facilidad de limpieza y mantenimiento, dicha configuración destaca por ser una de las más económicas del mercado en relación capacidad de intercambio-precio. Pero el principal motivo por el cual ha sido seleccionado este tipo es su alto grado de seguridad, necesario si tenemos en cuenta que uno de los fluidos que lo atraviesa, el tolueno, es inflamable y tóxico.

3.3. Cálculos y resultados obtenidos

3.3.1. Ciclo de descarga

Tras el análisis del ciclo de carga y, realizando distintas pruebas mediante diferentes caudales de aceite y horas de descarga, se decide fijar el tiempo de descarga del EnergyNest en 10 h y el caudal másico de aceite en 25 kg/s. Ejecutando el código, Enrique Moya obtiene que la curva de la temperatura del EN durante la descarga es:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

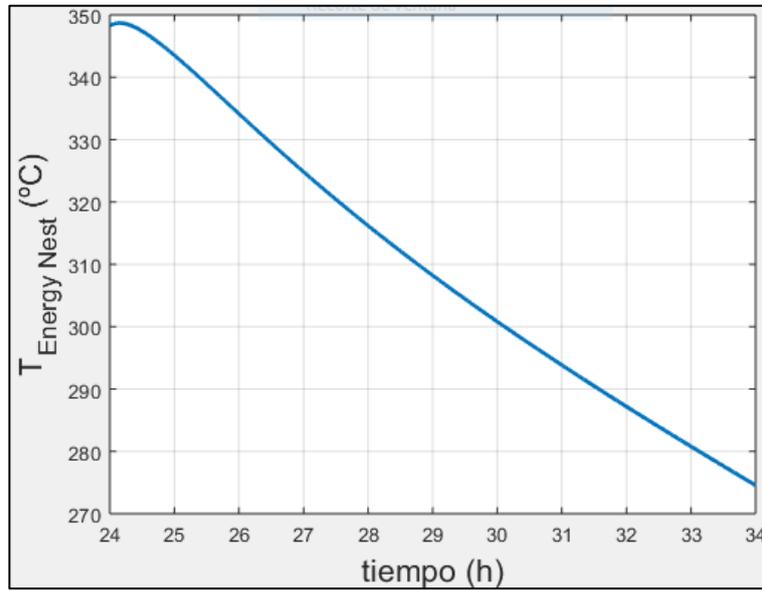


Figura 33. Curva de temperatura del Energy Nest en el ciclo de descarga

Y el flujo de calor en el EN:

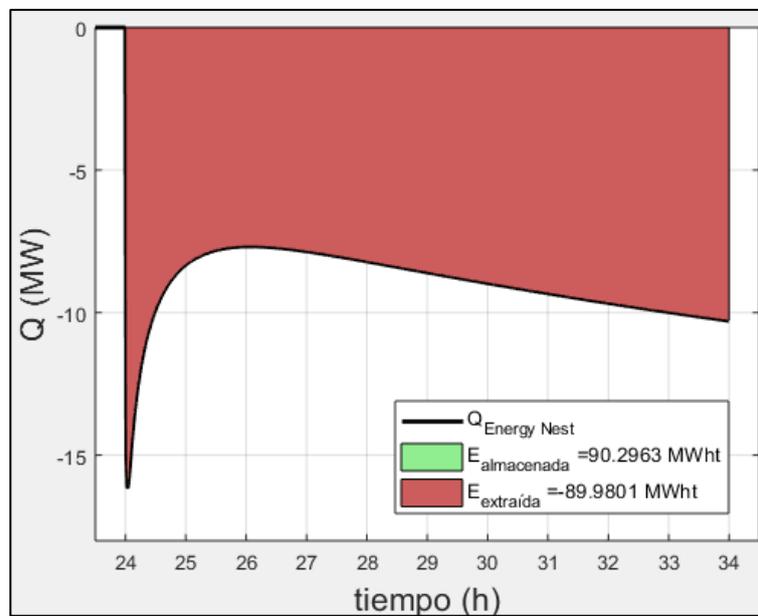


Figura 34. Curva del flujo de calor en el Energy Nest durante el ciclo de descarga.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

El área roja pintada bajo la curva representa el calor total extraído. Dicho calor, como se observa en la leyenda, es de -89,98 MWht. Por otro lado, se aprecia que la temperatura del EN disminuye conforme pasa el tiempo y se va extrayendo más calor. En este caso, la temperatura que el EN alcanza al final del ciclo de carga es de 274,6 °C.

Representamos, entonces, la carga y descarga conjunta del EN durante 24h, en las cuales se completa un ciclo completo:

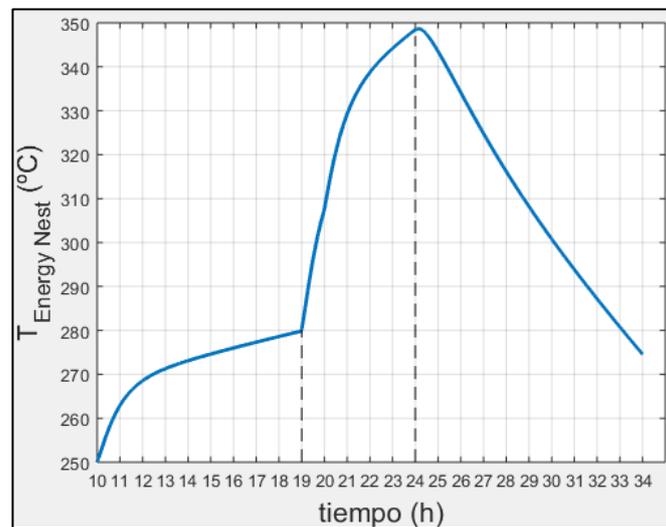


Figura 35. Perfil de temperatura del EN en un ciclo completo.

Se observan dos líneas verticales: la de las 19h, cuando la turbina arranca y comienza a generar gases de combustión, dónde el intercambio de calor aumenta considerablemente hasta la segunda línea, la de las 24h, que es cuando la turbina deja de funcionar y se da inicio al ciclo de descarga del EN, hasta las 10h de la mañana del día siguiente. Por otro lado, el flujo de calor queda como:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad Politécnica de Cartagena

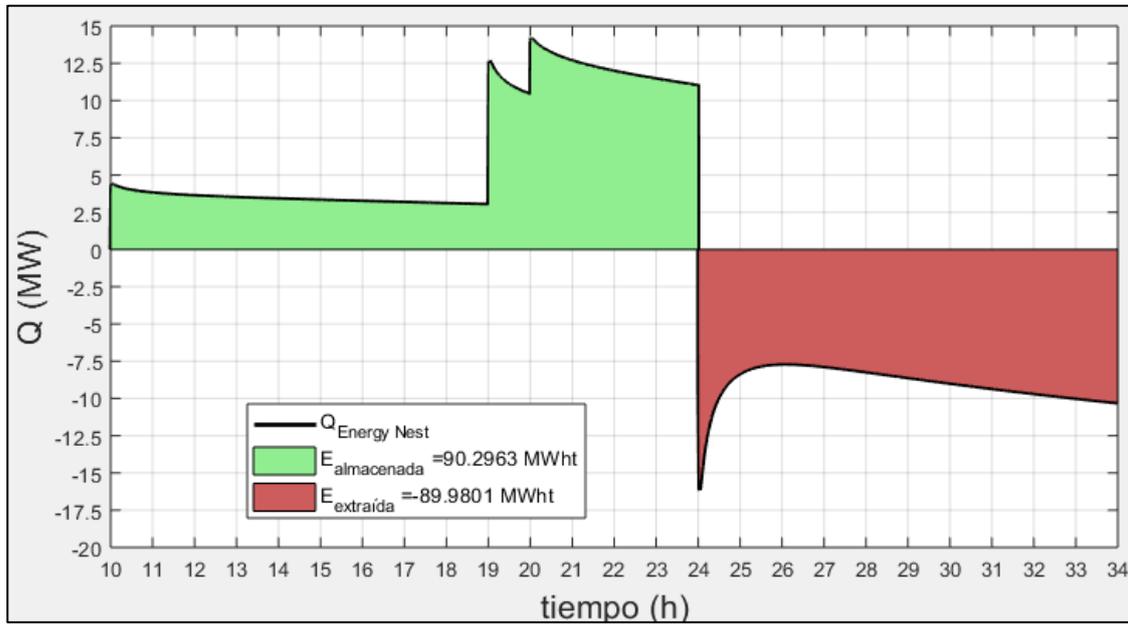


Figura 36. Flujo de calor en el EN en un ciclo completo



3.3.2. Condiciones iniciales del ORC

Las condiciones de operación del ORC vendrán definidas por el fluido de trabajo y la temperatura del foco caliente principalmente, dependientes de las curvas presentadas anteriormente. Se obtiene como variable de entrada al ORC la potencia calorífica (Q_{demand}), que sigue la curva mostrada a continuación:

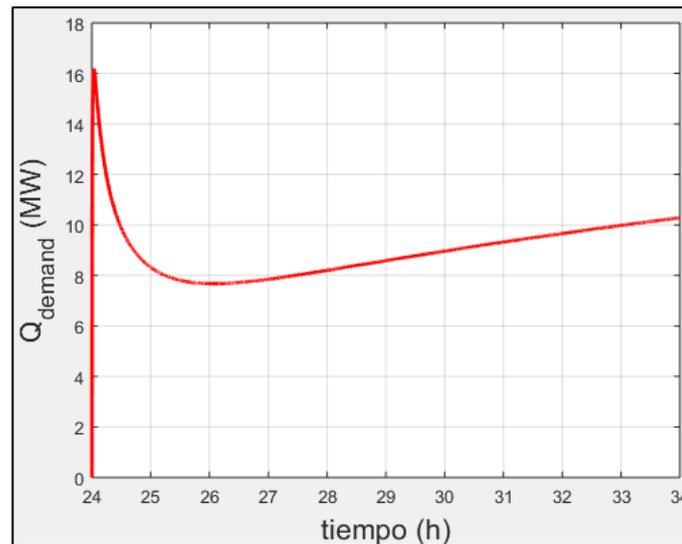


Figura 37. Calor demandado por el ciclo de Rankine orgánico

Por otro lado, se estima que el EnergyNest descenderá hasta una temperatura aproximada de 260 °C tras la energía extraída en el ciclo de descarga (fijada anteriormente) y teniendo en cuenta las pérdidas correspondientes. Para dar cierto margen en el evaporador del ORC, se decide fijar en 220 °C la temperatura de entrada del tolueno a la turbina. Fijadas esas dos variables (potencia calorífica y temperatura del foco caliente) se obtiene que la presión óptima de evaporación es aproximadamente 10.5 bar.

Tabla 10. Eficiencias del ORC para diferentes presiones de evaporación del tolueno

	Presión de evaporación (bar)					
Eficiencia del ciclo	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5
	0,2628	0,2677	0,2719	0,2756	0,2247	0,2248



3.4. Condensador

Con el objetivo de evitar el efecto de cavitación en la bomba, será necesario que el fluido que entra a ésta se encuentre en estado de líquido subenfriado. La presión de vapor del tolueno es de 30 °C y, si tenemos en cuenta que éste sale de la turbina a una temperatura cercana a los 85 °C, deberemos enfriarlo antes de su entrada en la bomba.

Para ello, debido al pequeño salto de temperaturas y a la magnitud de éstas, se ha optado por la inclusión de un *aero-refrigerador* como condensador, una solución que, a pesar de no contar con tipologías de muy alta potencia, resulta económica, segura y limpia.

3.5. Resultados teóricos del ciclo ORC

Tras un análisis de un ciclo simple de Rankine Orgánico, fijadas las condiciones iniciales anteriormente mencionadas, se pueden representar las curvas de cada variable:

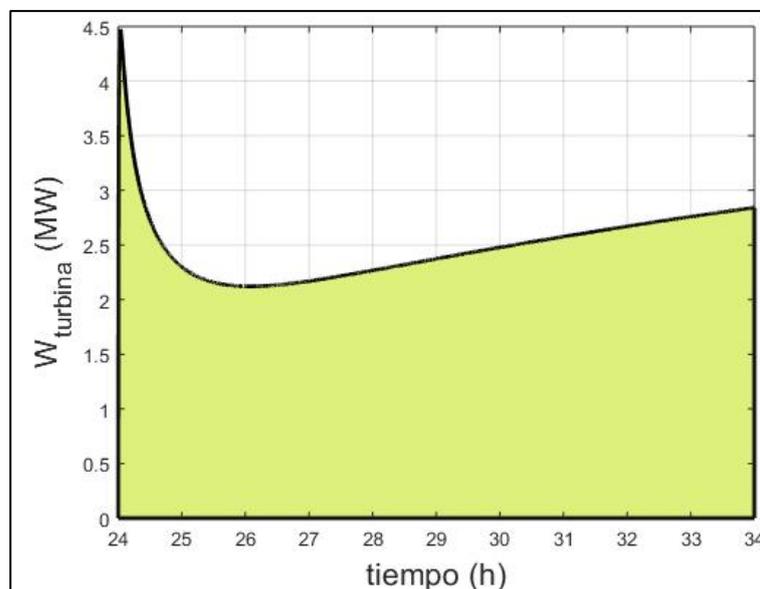


Figura 38. Curva del trabajo de la turbina del ciclo ORC

El área coloreada representaría la cantidad de energía eléctrica que se obtiene de la turbina del ciclo ORC. Esta energía supone un total de 24,87 MWhe.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Por otro lado, el trabajo que la bomba realiza viene representado por la siguiente curva:

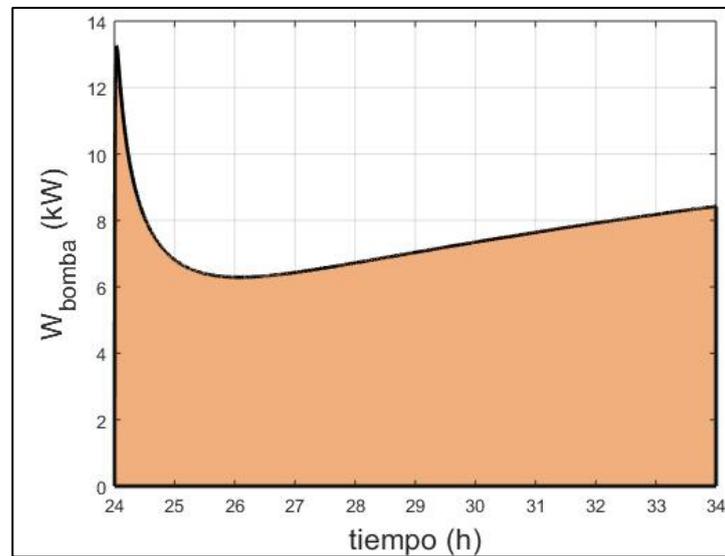


Figura 39. Curva del trabajo de la bomba del ciclo ORC

Análogamente, el área coloreada es la energía total que la bomba emplea, que supone un total de 73,75 kWh. Por tanto, el rendimiento completo del ciclo se puede obtener, y resultará constante, con un valor de 0,2756. Se representa en última instancia el caudal de tolueno que será necesario:

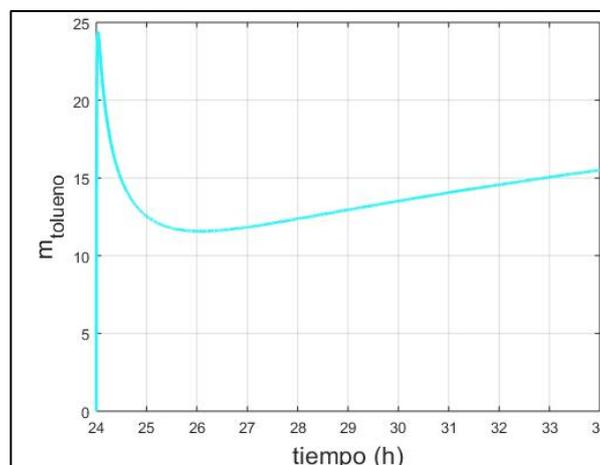


Figura 40. Caudal de tolueno en el ORC



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

A efectos prácticos, se puede presentar una tabla de valores medios resumen:

Tabla 11. Valores medios de las variables del ORC

η_{ciclo}	$\dot{W}_{turbina}$	\dot{W}_{bomba}	\dot{Q}_{demand}	$\dot{m}_{tolueno}$
0,2756	2,4873 MW	7,3742 kW	8,9987 MW	13,5682 kg/s

En un ciclo real, estos datos probablemente deberían ser inferiores debido a diversos factores que se enumeran a continuación, pero que no se pueden incluir en el análisis por falta de datos proporcionados por la empresa:

- El rendimiento de la turbina varía cuando no trabaja a potencia/flujo de vapor nominal.
- La temperatura de condensación deberá ajustarse correctamente en función de la climatología en las Islas Canarias.
- No se han tenido en cuenta eficiencias en los intercambios de calor del evaporador ni el condensador.
- Existe un pico de calor aportado por el EnergyNest que se empleará en superar las condiciones de reposo del tolueno. Por lo tanto, parte del trabajo contabilizado en esa primera etapa no será totalmente real. Probablemente, el tolueno atraviesa mediante un bypass, la turbina en esos primeros momentos de descarga.
- Los costes energéticos de operación de un ORC probablemente son mayores que los supuestos (además de variables).

Por último, en la figura 41 se incluye el diagrama T-s del ciclo ORC: expansión (1-2), condensación (2-3), compresión (3-4) y evaporación (4-1).

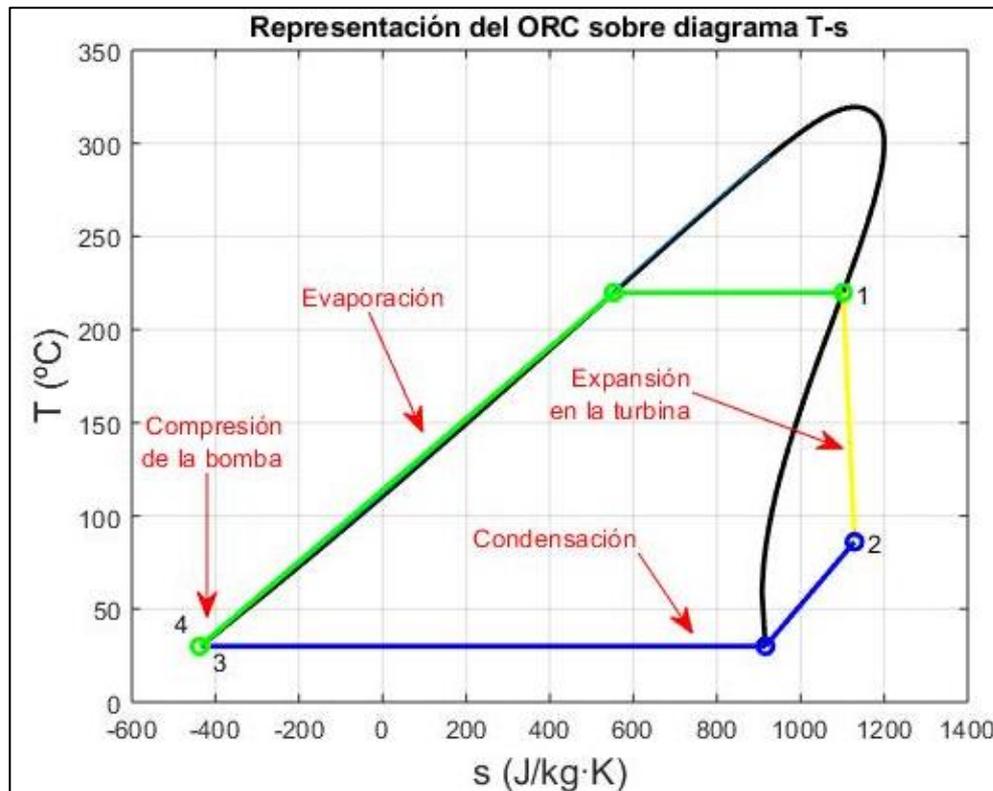


Figura 41. ORC sobre diagrama T-s del tolueno

3.6. Instalaciones y equipos auxiliares.

Lo más importante a la hora de la selección de equipos será que cumplan la normativa de operación en ambientes explosivos (ATEX). A lo que se deberá añadir instrumentación que monitorice en todo momento la seguridad en la instalación; elementos que aseguren, tanto de forma activa como pasiva, la seguridad en la operación y formación y equipamiento para actuar en caso de accidente.

Además, será probable requerir de una serie de instalaciones auxiliares como:

- Sistema de aislamiento térmico.
- Tuberías de transporte de fluidos.
- Válvulas de sobrepresión.
- Válvulas de bola.
- Manómetros y reductoras de presión.



3.7. Resumen de resultados

Se presentan, a continuación, los resultados finales obtenidos, así como valores y parámetros significativos adoptados.

Ciclo de carga:

- Tamaño del intercambiador: 2.250 m².
- Caudal de aceite: 50 kg/s.
- Aceite térmico escogido: Therminol VP-1.
- Horario de carga del EN: de 10h a 24h ininterrumpidamente, total de 14h.
- Grupos diésel acoplados: 2.
- Temperatura de referencia: 250 °C.
- Masa de EnergyNest: 3.500 toneladas.
- Calor absorbido por el EN (total): 90,3 MWht.
- Potencia de la bomba necesaria: 30 kW.

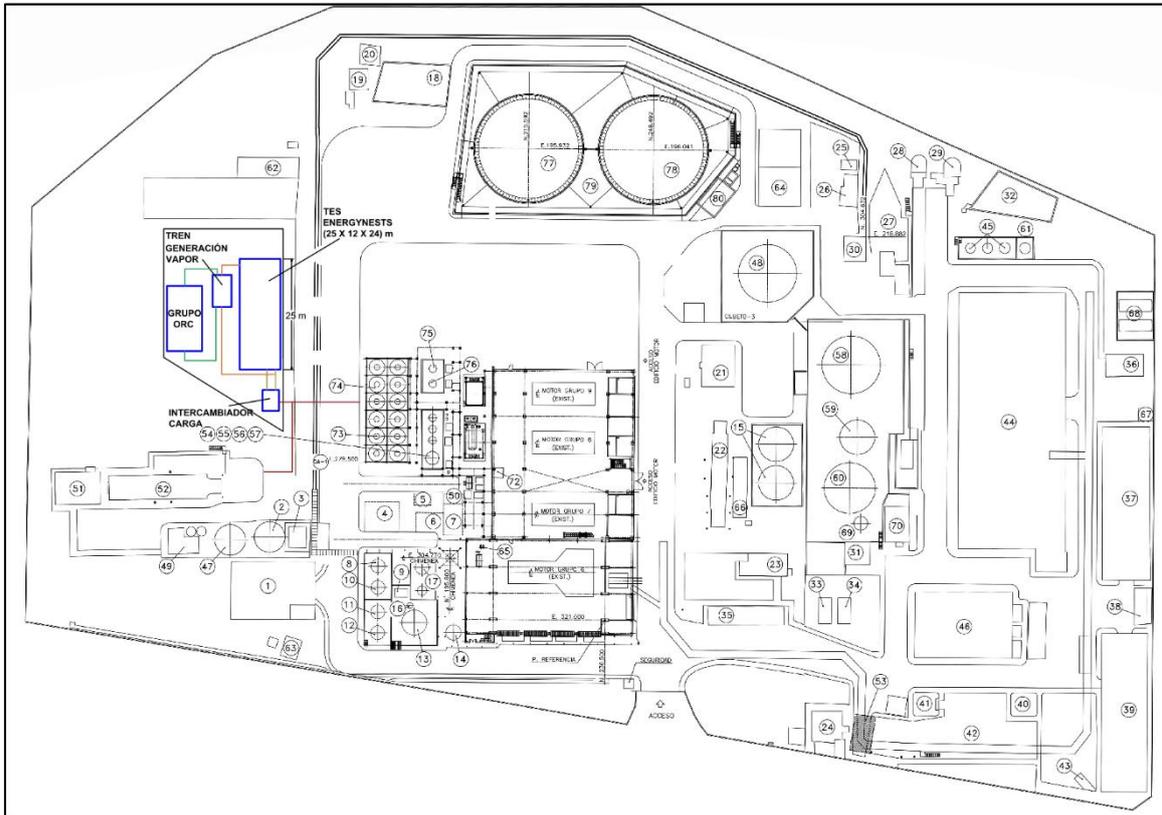
Ciclo de descarga:

- Horario de descarga del EN: de 24h a 10h del día siguiente, total de 10h.
- Tamaño del intercambiador (evaporador): 800 m².
- Tamaño del aerorefrigerador (condensador): 2.000 m².
- Caudal de tolueno (medio): 13,56 kg/s.
- Calor extraído del EN (total): 89,99 MWht.
- Potencia de la bomba (media): 7,37 kW.
- Potencia de la turbina (media): 2,49 MW.
- Energía generada por la turbina (total): 24,9 MWhe.



4. EMPLAZAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN EN PLANTA

4.1. Plano de la Central Térmica con los equipos y tuberías instalados

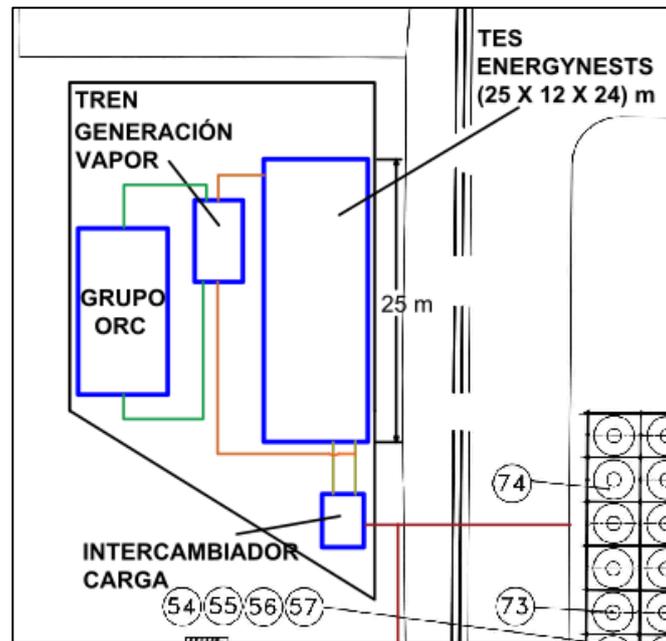


Plano 1. General de la central térmica con los equipos instalados



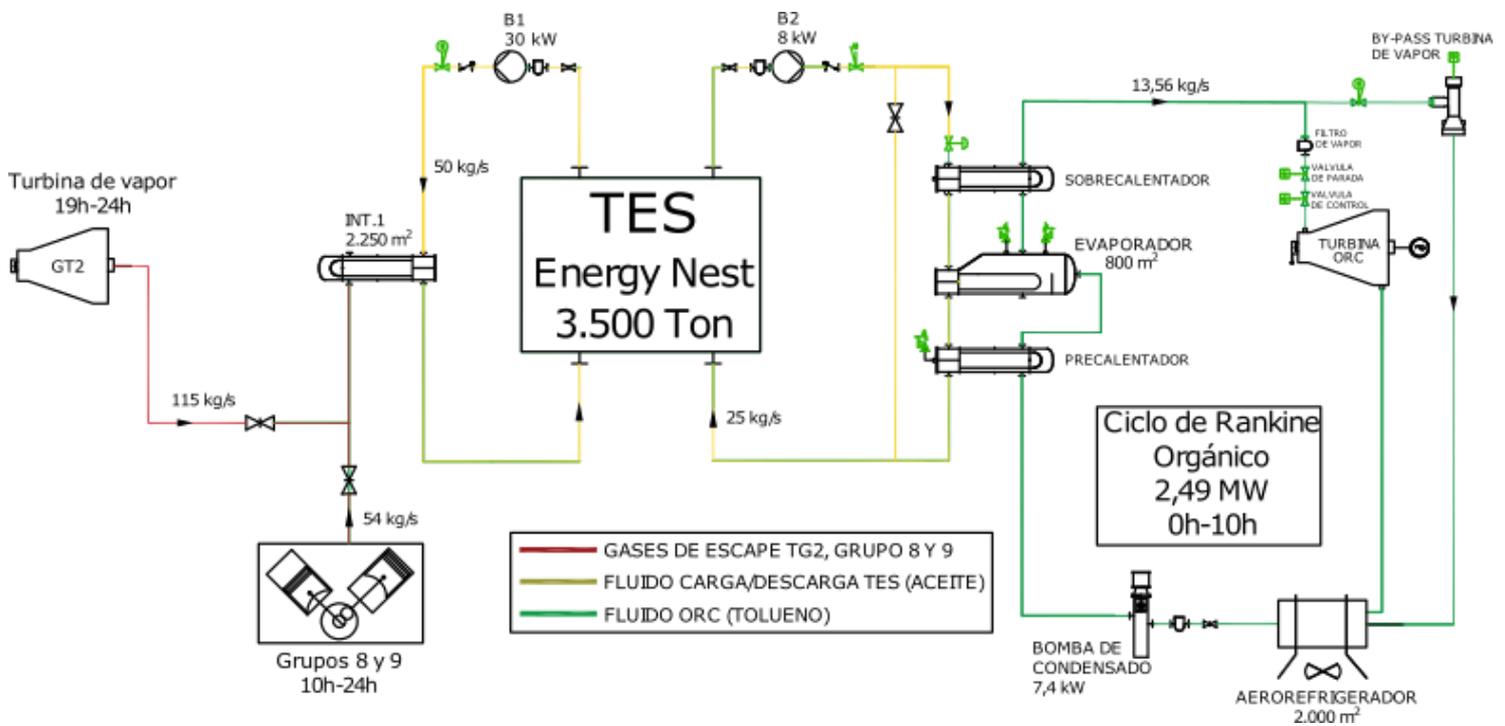
Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad Politécnica de Cartagena



Plano 2. De detalle de los equipos instalados

4.2. Plano P&ID del proyecto completo



Plano 3. Piping diagram



5. AISLAMIENTO TÉRMICO

Para que la viabilidad del proyecto no peligre, será necesaria la instalación de una serie de aislamientos térmicos que reduzcan, en la medida de lo posible, las pérdidas de calor. Para ello contamos con diversidad de soluciones técnicas proporcionadas por la empresa Saint-Gobain, más concretamente por su marca Isover. Esta empresa proporciona el software *TechCalc*, que facilita al cliente la elección del tipo y espesor de aislamiento necesario para su caso particular. La aplicación cuenta con distintos métodos de cálculo de aislamiento de acuerdo con el objetivo que se quiera lograr.

En nuestro caso particular, nuestro principal objetivo es proporcionar el aislamiento óptimo, es decir, aquel en cual exista un equilibrio entre el coste de dicho aislamiento y el coste asociado a las pérdidas de calor. Para simplificar la metodología de cálculo de aislamientos térmicos, y puesto que se trata de algo con mayor complejidad de la que podemos alcanzar, se evaluarán solamente los tramos considerados “críticos” del proyecto. Estos son:

- Tubería de gases de escape de la turbina GT2.
- Tubería de aceite térmico del tramo de carga.
- Tubería de aceite térmico del tramo de descarga.
- Tubería de tolueno de entrada a la turbina ORC.

Para calcular el aislamiento en cada tramo de tubería será necesario, al menos, conocer el diámetro del conducto. Para ello, haremos uso de los valores de las velocidades recomendadas por el mismo programa *TechCalc* (figura 45).



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Selection of the speed of the medium

Approximate values for average conditions (in m/s):

Ducts with saturated steam 20 - 30 (40)

Hot steam ducts; low performances about 35

Hot steam ducts; middle-sized performances 40 - 50

Hot steam ducts; high performances 50- 65

Exhaust steam ducts 15 - 25

Air ducts; suction line for piston compressor 16- 20

Air ducts; pressure lines for piston compressor 25- 30

Air ducts; turbo compressor (suction and pressure) 20 - 25

Fresh water and process water pipes 1,0 - 2,0

Feed water suction pipes 0,5 - 1,0

Feed water pressure pipes 1,5 - 3,5

Cooling water suction pipes 0,7 - 1,5

Cooling water pressure pipes 1,0 - 2,0

Water turbine pipes about. 3

Water turbine pipes, steep and large 3 - 7

Lubricating oil pipes (depending on viscosity) 0,5 - 1,0

Oil pipelines 1,5 - 2,0

Gas pipelines (about 1 bar, 15 °C) 25- 60

Gas house lines about 1

Figura 42. Velocidades recomendadas en conductos de acuerdo con el tipo de fluido (TechCalc).

De esta forma, junto con los caudales máxicos indicados en apartados anteriores, podremos obtener el diámetro necesario, que actuará como una de las entradas del software.

Tabla 12. Tramos de tubería susceptibles de grandes pérdidas caloríficas.

Tramo	Fluido	ρ (kg/m ³)	Q (kg/s)	v (m/s)	d (mm)	DN (mm)
Salida turbina GT2	Gases de combustión	1,11	110	60	1450,2	1500
Carga	Therminol	800	50	2	199,5	200
Descarga	Therminol	800	25	2	141,0	150
Entrada a turbina ORC	Tolueno	3,4	13	25	441,3	500



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

La metodología llevada a cabo tendrá como objetivo que las pérdidas de calor por metro sean menores al 5% de las que se darían en el caso de que la tubería no se encontrase aislada, a excepción del primer tramo, dónde el flujo de calor es considerablemente mayor y en el cual se ha tomado como referencia un máximo de 1000 W/m ($\approx 1\%$) de pérdidas.

En el catálogo de aislamientos de ISOVER se presentan diferentes espesores disponibles para cada tipo de tecnología. Generalmente, el programa TechCalc nos ofrecerá el espesor óptimo de aislamiento, que raramente coincide con las medidas estándar mostradas en el catálogo. En estos casos, para curarnos en salud, se optará por la siguiente solución de espesor superior.

5.1. Tubería de gases de escape de la turbina GT2

En este primer tramo, debido a su envergadura, se han empleado dos soluciones distintas de aislamiento. Puesto que el diámetro de tubería es mayor de 8", se ha optado por dos tipologías de la tecnología "Tech Wired". Además, se han seleccionado las mejores alternativas posibles para afrontar las altas temperaturas de los gases de escape de la turbina de gas:

- TECH Wired Mat MT 5.1: 120 mm.
- TECH Wired Mat MT 6.1: 60 mm.

	Sin Aislamiento	Versión 1	Ahorros
Pérdida de calor	95,564.90 W/m	997.26 W/m	94,567.64 W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	20,279.45 W/m ²	170.47 W/m ²	20,108.98 W/m ²
Pérdida de calor total	2,866,946.95 W	29,917.83 W	2,837,029.13 W
T-superficial	498.99 °C	65.89 °C	
Espesor mínimo de aislamiento (Total)		181 mm	

Figura 43. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).



5.2. Tubería de aceite térmico del tramo de carga.

Se trata de la primera situación en la cual se toma como referencia un 5% de las pérdidas de calor totales. La solución aportada difiere bastante con el caso anterior: las temperaturas son menores y el diámetro de tubería desciende drásticamente, por lo que se empleará la serie “TECH pipe”:

- TECH Pipe Section MT 4.1: 50 mm.

	Sin Aislamiento	Versión 1	Ahorros
Pérdida de calor	5,685.71 W/m	279.86 W/m	5,405.85 W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	9,048.88 W/m ²	300.96 W/m ²	8,747.92 W/m ²
Pérdida de calor total	170,571.33 W	8,395.91 W	162,175.42 W
T-superficial	349.55 °C	88.03 °C	
Espesor mínimo de aislamiento (Total)		48 mm	

Figura 44. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).

5.3. Tubería de aceite térmico del tramo de descarga.

Se trata de un caso bastante similar al anterior, puesto que se trata del mismo fluido y las temperaturas son muy similares:

- TECH Pipe Section MT 4.1: 60 mm.

	Sin Aislamiento	Versión 1	Ahorros
Pérdida de calor	2,606.79 W/m	129.83 W/m	2,476.95 W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	5,531.84 W/m ²	155.36 W/m ²	5,376.48 W/m ²
Pérdida de calor total	78,203.63 W	3,894.98 W	74,308.65 W
T-superficial	269.73 °C	61.35 °C	
Espesor mínimo de aislamiento (Total)		58 mm	

Figura 45. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).



5.4. Tubería de tolueno de entrada a la turbina ORC.

Por último, se optará de nuevo por una solución “TECH Wired” debido al gran diámetro de la tubería de tolueno en forma de vapor (baja densidad). Sin embargo, las pérdidas de calor serán similares a las de los apartados 5.2 y 5.3, por lo que, excepcionalmente, optaremos por seleccionar un espesor menor al que nos recomienda el software:

- TECH Wired Mat MT 3.1: 60 mm.

	Sin Aislamiento	Versión 1	Ahorros
Pérdida de calor	5,588.32 W/m	248.91 W/m	5,339.41 W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	3,557.63 W/m ²	127.38 W/m ²	3,430.25 W/m ²
Pérdida de calor total	139,708.03 W	6,222.73 W	133,485.30 W
T-superficial	219.82 °C	61.75 °C	
Espesor mínimo de aislamiento (Total)		61 mm	

Figura 46. Ahorros producidos por la instalación del aislamiento (TechCalc).



6. ANÁLISIS TERMOECONÓMICO

6.1. Estudio de mercado

6.1.1. Análisis previo de la situación actual

6.1.1.1. Análisis interno

- Recursos disponibles: financiación de la propia empresa (ENDESA S.A.) o financiación externa (préstamo bancario con intereses).
- Análisis de costes: 15-20 M€ + 5-10 M€ variables.
- Marketing Mix:
 - Producto: Energía eléctrica a través de un generador acoplado a una turbina (MWh).
 - Precio: Establecido por OMIE (50-80 €/MWh aprox.).
 - Promoción: sin promoción.
 - Distribución: subestaciones eléctricas, centros de transformación y líneas de distribución y transporte.
- Mercado potencial: habitantes y comercios de Fuerteventura.

6.1.1.2. Análisis externo

- Entorno económico:
 - Renta media Fuerteventura (2017): 18200 €/año.
 - PIB per cápita Islas Canarias (2017): 20.425€.
- Entorno legal:
 - Norma EN ISO 50001.
 - RD 56/2016.
- Entorno socio/cultural:
 - Protestas vecinales sobre la generación eléctrica de la isla.
- Entorno tecnológico:
 - Nuevas tecnologías de reducción de emisiones.
 - Aparición de nuevos fluidos de trabajo.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

6.1.2. Análisis DAFO

6.1.2.1. Debilidades

- Sistema de generación actual. Poco eficiente y altos costes.
- Limitaciones geográficas (isla).

6.1.2.2. Amenazas

- Continuas protestas vecinales acerca de la Central Térmica.
- Surgimiento de nuevas normativas medioambientales muy restrictivas.
- Escasez de empresas industriales en la isla, potenciales socios.

6.1.2.3. Fortalezas

- Altas probabilidades de proyecto viable económica y medioambientalmente.
- ENDESA: compañía altamente capacitada para asumir cualquier proyecto.

6.1.2.4. Oportunidades

- Subvenciones nacionales a proyectos de eficiencia energética.
- Tecnologías similares con alto índice de éxito.

6.2. Costes totales y posible variación de éstos

Para llevar a cabo la estimación de costes del proyecto, se ha empleado la herramienta de cálculo CAPCOST, que forma parte del libro “Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes” perteneciente a Turton et al.

Esta herramienta tiene la capacidad de estimar los precios, en dólares, de los equipos instalados, para el año 2002. Por tanto, se deberá llevar a cabo una “actualización” del coste, a través de un índice de conversión conocido como CEPCI (Chemical Plant Cost Index).

La herramienta CAPCOST es capaz de estimar el coste de un equipo, dados unos datos de entrada. Entre estos datos podemos destacar:

- Equipo: intercambiador de calor, bomba, turbina, etc.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

- Tipología: centrífuga, de desplazamiento positivo, recíproca... (en bombas).
- Material: aluminio, acero al carbono, acero inoxidable, etc.
- Dimensiones y presión de trabajo.
- Potencia.

Con respecto al coste de instalación, se hará una estimación tomando un coste medio de mano de obra de 20 €/hora (debemos tener en cuenta que este valor es aproximado, puesto que en un proyecto de tal magnitud intervienen multitud de tipos de operarios tales como ingenieros, soldadores, electricistas, peones de obra... todos ellos con una remuneración distinta, según sus habilidades o responsabilidades). Supondremos ahora que el tiempo del proyecto, tomando como base casos similares, será de unos 2 años aproximadamente. A lo largo de estos dos años, el número de trabajadores que podrían influir en el proyecto será de unos 150 empleados. Por último, teniendo en cuenta que el número de días laborales anuales ronda la cifra de 200 días y que, generalmente, debido a la importante presencia de trabajos que se consideren como jornada a tiempo parcial, el número medio de horas diarias se estimará alrededor de 4 horas/día. Con todas estas suposiciones, podremos estimar el coste de mano de obra total:

$$\text{Coste M.O.} = 20 \frac{\text{€}}{\text{h}} \cdot 4 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 200 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 2 \text{ años} \cdot 150 = 4.800.000 \text{ €}$$

Por último, será importante tener en cuenta una serie de costes de operación y mantenimiento asociados al proyecto, especialmente los relacionados con el Ciclo de Rankine Orgánico. En este tipo de instalaciones industriales, se puede tomar como valor aproximado un coste de mantenimiento de un 5% anual sobre el total de los costes de los equipos del ciclo (Papadakis & Lemort, 2010). Puesto que el coste del EnergyNest en este aspecto, debido a su simplicidad, será menor que en el caso del ciclo de potencia supondremos un porcentaje similar en el proyecto completo, y de esta forma curarnos en salud.



6.3. Ahorro debido a emisiones de CO₂

Junto con la importante reducción de emisiones de CO₂ que supone el hecho de que parte de la energía producida permita evitar el arranque de dos de los grupos diésel generadores, el hecho de que estos motores no entren en acción también supone un ahorro económico sustancial no solo de combustible, sino de derechos de emisión de emisiones de dióxido de carbono que impone la Unión Europea.

En primer lugar, debemos calcular las toneladas anuales que se dejarían de emitir con este nuevo planteamiento de generación eléctrica. Para ello debemos obtener, en primer lugar, la cantidad de combustible que sería necesaria consumir en los motores para poder producir la misma cantidad de energía eléctrica que genera la solución adoptada, teniendo en cuenta su rendimiento eléctrico, el PCI y el factor de emisión de CO₂ del combustible. La compañía eléctrica nos aporta la siguiente información:

Tabla 13. Datos de las emisiones de CO₂ producidas por los Motores Diésel.

PCI (kWh/kg)	Densidad (l/kg)	Relación PM: CO ₂ y C	Emisiones (kg CO ₂ /l fuel)	Rendimiento
11,267	0,9852	44/12	3,14	0.3382

Anualmente, gracias a la energía acumulada y descargada por medio del Ciclo de Rankine Orgánico, se generan 9125 MWh anuales. Si esta energía, por el contrario, tuviera que ser generada a través de los motores diésel, las emisiones de dióxido de carbono serían descomunales.

$$CO_2 = 9125 \cdot 10^3 \text{ kWh}_e \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{0.9852} \cdot \frac{1}{11.267} \frac{\text{kg}_{fuel}}{\text{kWh}} \cdot 0.00314 \frac{t_{CO_2}}{l_{fuel}} = 7632 \frac{t}{año}$$

Que, suponiendo un precio medio de 25€/t, supondría un ahorro económico de unos 190.000 €/año por emisiones de CO₂.



6.4. Tasa de descuento e inflación

La mejor forma de obtener una correcta aproximación de los resultados económicos del proyecto será comparando el valor monetario futuro con el actual. Esto se llevará a cabo descontando todos los costes futuros, anticipándolos al valor presente. Dicho de otro modo, debemos estimar si se podrá llevar a cabo la inversión actual de acuerdo con el presupuesto disponible años más tarde, a través de la anticipación de gastos futuros.

El motivo por el cual todo este flujo de caja debe ser “descontado” es el valor del dinero a lo largo del tiempo. Llamaremos valor presente a la relación entre el valor de cierta cantidad monetaria X , a lo largo de un período de tiempo N , con una tasa de descuento d . Esta relación viene dada por la siguiente expresión:

$$VP = \frac{X}{(1 + d)^N}$$

Por otra parte, existen ciertas variables, como el precio del combustible o de la electricidad, que aumentan o disminuyen su precio a lo largo del tiempo. Si denominamos P al coste de cierto producto o servicio al inicio del estudio económico del proyecto y teniendo en cuenta que su precio varía a razón de un tanto por uno i , su coste en un período N de tiempo será de:

$$C = P(1 + i)^{N-1}$$

Ambos conceptos combinados convergen en la obtención de un coeficiente que denominaremos *Factor del Valor Presente*, que viene dado por la siguiente expresión:

$$FVP(N, i, d) = \frac{1}{d - 1} \left[1 - \left(\frac{1 + i}{1 + d} \right)^N \right]$$

Este término recoge en un único valor numérico características relativas a la adquisición que se va a llevar a cabo. Se emplea para obtener, de una manera precisa, el pago periódico que debe hacerse en cada uno de los períodos que dure la inversión:

$$\text{Pago periódico} = \frac{\text{Coste total financiado}}{FVP}$$



6.5. Retorno de inversión

Como hemos visto anteriormente, el beneficio, o, mejor dicho, ahorro debido a la generación de energía eléctrica será de aproximadamente 200€/MWh. Esto supone que, puesto que la turbina de 2,5 MW del ciclo orgánico de Rankine trabajará durante 10 horas diarias durante 365 días al año, el beneficio bruto debido a la venta de electricidad será de unos 1.825.000 €/año.

Sin embargo, como hemos comentado en líneas anteriores, todo este procedimiento es más complicado, puesto que debemos tener diferentes factores en cuenta a la hora realizar un estudio básico de viabilidad económica a lo largo de cierto número de años. En este proyecto, las variables a tener en cuenta han sido las siguientes:

6.5.1. Impuesto por venta de electricidad

Se presenta la información proporcionada por la Agencia Tributaria española:

- El título I de la Ley 15/2012, de 27 de diciembre, de medidas fiscales para la sostenibilidad energética crea “el Impuesto sobre el valor de la producción de la energía eléctrica” (IVPEE), como tributo de carácter directo y naturaleza real, que grava la realización de actividades de producción e incorporación al sistema eléctrico de energía eléctrica, medida en barras de central, a través de cada una de las instalaciones indicadas en el artículo 4 de la Ley.
- Tipo de gravamen (artículo 8): El impuesto se exigirá al tipo del 7 por ciento.

6.5.2. Inflación del combustible y devaluación de la moneda.

Como ya sabemos, resultan ser los últimos años de vida de los combustibles fósiles, ya sea por su impacto medioambiental como por su escasez en el planeta Tierra. De un modo u otro, se prevé una inflación considerable en los próximos años de estas fuentes de energía no renovables. En nuestro caso, cuanto mayor sea dicha inflación, más viable será el proyecto, pues la generación de energía del ORC no depende directamente del empleo de dichos combustibles.



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

¿Cuál es el porcentaje exacto de cada uno de los próximos años? Ni los propios expertos del sector pueden saberlo: políticas económicas, guerras comerciales, catástrofes naturales... Muchos son los factores que pueden afectar a esto, por lo que se deducirá un valor aproximado para dicho coeficiente.

Por otra parte, debemos ser conscientes de que, a nivel europeo, existe una inflación general del valor del dinero que debemos tener en cuenta. No “vale” lo mismo el ahorro de hoy que el de dentro de unos años. Esta inflación oscila en España en torno al 2-3 %, aunque el inicio de una posible recesión económica en los próximos años podría hacer caer este valor bruscamente, proporcionando valores, incluso, negativos. Además, los costes de mantenimiento y operación se verán afectados por esta inflación a lo largo de los años.

6.5.3. Financiación, interés y tiempo de amortización

Generalmente, este tipo de proyectos suelen financiarse total o parcialmente a través de préstamos proporcionados por entidades bancarias o de otro tipo de inversores. El interés de esta serie de préstamos podría rondar un orden de magnitud similar al de una operación de compra de una vivienda (2 - 7 %), aunque dicho proceso es más complejo del que nos compete en el actual concurso. Se realizará un estudio para un retorno de la inversión a lo largo de 20 años, que creemos proporcional a relevancia del proyecto. Para llevar a cabo el estudio económico se llevará a cabo una serie de distintos escenarios en los que se analizarán los distintos escenarios posibles. En todos estos escenarios se obtendrán los dos parámetros clave en este tipo de inversiones industriales (cálculos justificados en el Anexo I: Cálculos):

- VAN o Valor Actual Neto.
- TIR o Tasa Interna de Retorno.

6.5.4. Resultados económicos.

Como hemos comentado en apartados anteriores, los cálculos correspondientes a los costes del proyecto se han llevado a cabo a través de la herramienta CAPCOST. Los resultados obtenidos pueden resumirse en la siguiente tabla:



Optimización termo-económica de un sistema integrado de recuperación, almacenamiento y valoración energética del calor de los gases de escape de los equipos de potencia de la Central Térmica de Las Salinas (Fuerteventura)

Universidad
Politécnica de
Cartagena

Tabla 14. Resumen de costes CAPCOST de los principales equipos del proyecto.

EQUIPO	Tipología	Dato ppal	Material	CAPCOST
Int. de calor	Placas soldadas	2250 m ²	CS	2.512.000 €
Int. de calor	Carcasa y tubo	800 m ²	CS	560.000 €
Int. de calor	Aerorrefrigerador	2000 m ²	SS	898.000 €
Bomba (x3)	Vel. Variable	30 kW	SS	67.000 €
Turbina	Radial	2,5 MW	SS	2.700.000 €

Estos costes, unidos al coste de mano de obra y del EnergyNest, suponen coste total del proyecto cercano a los 17 millones de euros. El estudio económico, por tanto, podrá resumirse fácilmente a través de todos los parámetros que encontramos en la siguiente figura:

Tabla 15. Resumen de parámetros que intervienen en el estudio termoeconómico del proyecto.

Coste del proyecto	17.068.000 €
Porcentaje de entrada	10%
Pago inicial	1.706.800 €
Pago financiado	15.361.200 €
Interés (d)	3%
N (Nº de años en los que se va a amortizar)	20
FVP	14,88
Pago anual	1.032.514 €
Costes mantenimiento y operación	5%
Inflación costes mantenimiento y operación	3%
Tasa de descuento	3%
Potencia (MW)	2,5
Energía generada (MWh)	9125
Ahorros (€/MWh)	200
Impuesto venta electricidad	7%
Inflación precio venta electricidad	3%

Obteniendo de esta manera, los siguientes resultados (ver anexo cálculos):

- VAN: 2.763.093,14 €.
- TIR: 10,88%.



6.5.5. Análisis de sensibilidad

Sin embargo, sería absurdo considerar este resultado como preciso, puesto que muchas son las variables que influyen en un proyecto de tal calibre como para que un grupo de alumnos sin experiencia en el sector sean capaces de obtener un resultado cercano a la realidad.

Es por esto por lo que se plantearán varios escenarios económicos en los que, no solamente se variará el coste total del proyecto, sino otras variables como el interés del préstamo o la inflación del precio de venta de la electricidad.

6.5.5.1. Tiempo de descarga

La primera de las variables a estudiar será el tiempo de descarga de la energía del EnergyNest a lo largo del día. Según el comportamiento térmico del bloque, estudiado anteriormente, el tiempo estimado óptimo para su descarga es de 10 horas seguidas. Cuanto mayor sea dicho valor, significaría que nuestro EnergyNest contaría con una mayor capacidad de carga, resultando un beneficio económico mayor.

Tiempo de descarga				
Muy Pesimista	Pesimista	Medio	Optimista	Muy Optimista
8h 15 min	9h 15 min	10h	10h 45 min	11h 30 min
-13,88%	3,83%	10,88%	17,14%	25,16%

Figura 47. Escenarios de rentabilidad económica según la variación del tiempo de descarga del EnergyNest.



6.5.5.2. Potencia de la turbina

Otro de los parámetros a tener en cuenta será la potencia del ORC. Esta, como hemos visto, depende de las propiedades del fluido de trabajo y de la energía que es capaz de almacenar el EnergyNest.

Potencia de la Turbina (MW)				
Muy Pesimista	Pesimista	Medio	Optimista	Muy Optimista
2,05	2,25	2,5	2,75	3
-14,46%	0,12%	10,88%	20,36%	29,88%

Figura 48. Escenarios de rentabilidad económica según la variación de la potencia de la turbina.

Observando este y el anterior apartado, podemos percatarnos de que, para que este proyecto comience a resultar rentable debemos obtener, como mínimo, unos 25 MWh diarios de energía, es decir, aproximadamente lo estimado anteriormente.

6.5.5.3. Pago de entrada

Los proyectos industriales de tal magnitud habitualmente son financiados total o parcialmente. De acuerdo con el porcentaje de entrada, los resultados obtenidos en la rentabilidad del proyecto serán distintos: cuanto menor sea el porcentaje de entrada, mejores serán los resultados obtenidos debido a que los intereses correspondientes al préstamo de la entidad financiera serán menores.

Porcentaje de entrada				
Muy Pesimista	Pesimista	Medio	Optimista	Muy Optimista
20%	15%	10%	5%	0%
8,24%	9,27%	10,88%	13,93%	25,55%

Figura 49. Escenarios de rentabilidad económica según la variación del porcentaje de pago de entrada.



6.5.5.4. Coste del proyecto

Por último, otro factor de vital importancia será el coste total del proyecto. En primera instancia se estima un coste total del proyecto de 17.000.000 €. Sin embargo, existen factores que pueden alterar considerablemente el coste final como pueden ser el coste total de mano de obra del proyecto o gastos asociados a la instalación de equipos auxiliares o de mayor seguridad (atmósfera ATEX).

Muy Pesimista	Pesimista	Medio	Optimista	Muy Optimista
20.000.000 €	18.500.000 €	17.068.000 €	15.000.000 €	14.000.000 €
-6,76%	2,83%	10,88%	23,94%	31,74%

Figura 50. Escenarios de rentabilidad económica según la variación del coste total del proyecto.

6.5.5.5. Combinación de escenarios

En resumen, se presenta una serie de cinco escenarios generados de manera aleatoria de los distintos factores comentados anteriormente, ordenados de izquierda a derecha, según el fatalismo o la esperanza del resultado final del proyecto.

Parámetro	ESCENARIOS				
	Muy Pesimista	Pesimista	Medio	Optimista	Muy Optimista
Coste (€)	19.000.000 €	18.500.000 €	17.000.000 €	16.500.000 €	16.000.000 €
Entrada (%)	15%	13%	10%	10%	5%
Potencia (MW)	2,35	2,35	2,5	2,5	2,6
Tiempo (horas)	9h 30min	10h	10h	10h 30min	10h
TIR	-14,38%	-3,60%	11,27%	19,06%	30,78%

Figura 51. Resumen de distintos escenarios del estudio termo-económico.



7. CONCLUSIONES

A lo largo de todo el proyecto se han padecido continuamente las dificultades referentes a un problema de diseño. Son muchas las posibilidades existentes cuando se plantea un proyecto de estas características. La intención principal siempre ha sido la de optar por una solución innovadora, sin nunca dejar que la originalidad acabe con la viabilidad del proyecto. Sin embargo, para poder modificar las reglas del juego, antes debemos entenderlas. Es por ello por lo que en un principio se plantearía la solución de un ciclo de Rankine convencional, aquel en el cual trabajamos con un fluido que no presenta problema técnico alguno: el agua.

Simulando el comportamiento de absorción y expulsión energética del principal cimiento del proyecto, el EnergyNest, nos percatamos de que éste actuaba de una manera lenta, aunque constante. Es aquí donde se tomó la alternativa del empleo de un fluido distinto al vapor de agua: un fluido orgánico, el tolueno. Lo que anteriormente resultó un problema, se convirtió en una clara ventaja competitiva: no sólo conseguíamos expandir un fluido en un rango de temperaturas inferior, sino que, posibles inconvenientes como podían ser la inflamabilidad del fluido, resultaban estar ahora bajo control gracias la presencia de una gigantesca batería de calor de la cual podríamos extraer energía prácticamente al ritmo que marcásemos. Sin embargo, el problema radica en el alto precio de este bloque térmico, cuya presencia provoca que exista la posibilidad de que, a la hora de la verdad, no se obtengan los objetivos monetarios deseados, cuando en realidad simplemente funciona como una parada temporal de la energía. Durante el análisis económico hemos podido observar, a través de los resultados obtenidos en los distintos escenarios planteados, cómo pequeños detalles varían bruscamente el desenlace del proyecto.

Por tanto, como reflexión final, podemos afirmar que el empleo de baterías térmicas supone un gran avance hacia el objetivo a largo plazo al que se desea llegar: reducir el dispendio excesivo de energía, evitando repercusiones medioambientales y pérdidas económicas. Sin embargo, el nivel de la tecnología y su alto precio nos hace replantearnos que, en proyectos como el actual, la solución sea factible.



8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Nellis, G. y Klein, S. (2009). *Heat Transfer*. Nueva York: Cambridge University Press.
- [2] Shah, R. K. y Seculic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Canadá: John Wiley & Sons, INC.
- [3] Khosravi, H., Salehi, G. R. y Azad, M. T.: “*Design of structure and optimization of organic Rankine cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis*”, *Applied Thermal Engineering*, No.147, Octubre 2008, pg. 272-290.
- [4] Sun, Q., Wang, Y., Cheng, Z., Wang, J., Zhao, P. y Dai, Y.: “*Thermodynamic and economic optimization of a double-pressure organic Rankine cycle driven by low-temperature heat source*”, Elsevier, 2008.
- [5] Bergan, P. y Grenier, C. J.: “*A new type of large scale thermal energy storage*”, Science Direct, 2014.
- [6] Høivik, N., Grenier, C. J., Bellido, E., Barragan, J., Bergan, P., Skeie, G., Blanco, P. y Calvet, N.: “*Demonstration of EnergyNest Thermal Energy Storage (TES) Technology*”, Institute Center for Energy, 2016.
- [7] Borsukiewicz-Gozdur A.: “*Pumping work in the organic Rankine Cycle*”, *Applied Thermal Engineering*, 2013.
- [8] Najafi, H., Najafi, B., y Hoseinpoori P.: “*Energy and cost optimization of a plate and fin heat exchanger using genetic algorithm*”, *Applied Thermal Engineering*, N° 31, 2011, pg. 1839-1847.
- [9] Banooni, S., Zarea, H. y Molana, M.: “*Thermodynamic and Economic Optimization of Plate Fin Heat Exchangers Using the Bees Algorithm*”, *Asian Research*, 2014.
- [10] Appendix A. *Cost Equations and Curves for the CAPCOST Program*.
- [11] Balanescu, D. y Homutescu, V.: “*Performance analysis of a gas turbine combined cycle power plant with waste heat recovery in Organic Rankine Cycle*”, *Procedia Manufacturing*, N° 32, 2009, pg. 520-528.

ANEXO I

AISLAMIENTO TÉRMICO

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

28/6/2019

CONDICIONES DE CONTORNO

Método de Cálculo

Espesor mínimo de aislamiento

Medio

Tipo de Medio : Fluido

Temperatura Interior : 500 ° C

Valor hi : infinity W/(m²K)

Clima

Temperatura Ambiente : 25 ° C

Revestimiento (cladding)

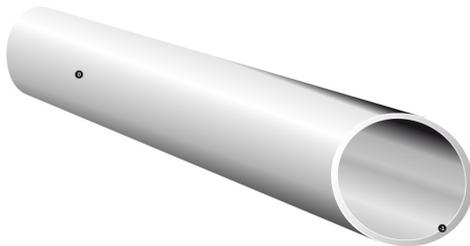
undefined , Emisividad: 0

Economía

Moneda : EUR

Coste de la Energía : 0 EUR/kWh

Eficiencia energética del sistema de calefacción : 1



Tubería Componente Nr.1

Longitud : 30 m

Diámetro : 1500 mm

Orientación : Interior Horizontal

RESUMEN DE RESULTADOS

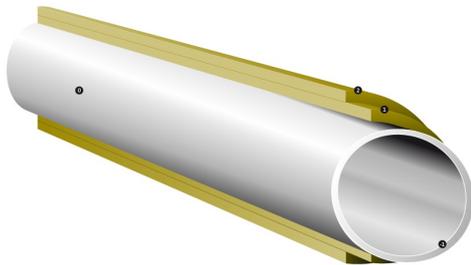
Versión	Nombre	Comparar versiones
V. 0	Sin Aislamiento	Sin Aislamiento : Versión 1
V. 1	Versión 1	

Resumen	V. 0	V. 1	Ahorros	
Pérdida de calor	95565	997	-94568	W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	20279	170	-20109	W/m²
Pérdida de calor total	2866947	29918	-2837029	W
T-superficial	499	66		° C
Espesor mínimo	0	181		mm
Valor he	42.69	4.17		W/(m²K)

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

28/6/2019

VERSIÓN DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO



Tubería Componente Nr.1

Sistema de Aislamiento : Versión 1

Suma de espesores del aislamiento : 181.04 mm

Capa	Nombre	Espesor mm	Lambda m(*) mW/(mK)	Boundary T °C	Fm	Fa	FC	Fc	Fd	Fj	F	delta-Lambda W/(mK)
1	TECH Wired Mat MT 5.1	120.04	101.66	500	1	1	1	1	1	1	1	0
2	TECH Wired Mat MT 6.1	61	53.17	268.19	1	1	1	1	1	1	1	0

* Nota

Lambda m(*) = Conductividad térmica en mW/(mK)

Fm = Factor de conversión de humedad

Fa = Factor de conversión de envejecimiento

FC = Factor de conversión de compresión

Fc = Factor de conversión de convección en aislamiento vertical

Fd = Factor de conversión de espesor

Fj = Coeficiente de corrección de juntas

F = Factor de conversión general

RESUMEN DEL PROYECTO

Componente	Versión	Activo	Pérdida de calor total
Tubería Componente Nr.1	Versión 1	Sí	29917.83 W
Suma (solo versiones activas)			29917.83 W

RENUNCIA

Los resultados de cálculo están basados exclusivamente en valores introducidos y condiciones límite. Estos cálculos son solo una estimación de las temperaturas reales y las pérdidas de calor porque es imposible establecer con precisión las condiciones de la vida real tales como radiación, velocidad del viento, humedad relativa,...

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

28/6/2019

ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS DE AISLAMIENTO

TECH Wired Mat MT 5.1



T	Lambda	Term	Coefficiente
50 ° C	0.039 W/(mK)	1	0.03345608466
200 ° C	0.061 W/(mK)	2	0.0001030529101
400 ° C	0.106 W/(mK)	3	1.508994709e-7
650 ° C	0.195 W/(mK)	4	1.121693122e-10

TECH Wired Mat MT 6.1



T	Lambda	Term	Coefficiente
50 ° C	0.04 W/(mK)	1	0.03626878307
200 ° C	0.058 W/(mK)	2	0.00006332275132
400 ° C	0.098 W/(mK)	3	2.258201058e-7
650 ° C	0.174 W/(mK)	4	4.232804233e-12

Powered by



Supported by



PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

CONDICIONES DE CONTORNO

Método de Cálculo

Espesor mínimo de aislamiento

Medio

Tipo de Medio : Fluido

Temperatura Interior : 350 ° C

Valor hi : infinity W/(m²K)

Clima

Temperatura Ambiente : 25 ° C

Revestimiento (cladding)

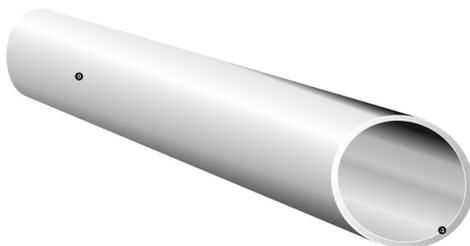
undefined , Emisividad: 0

Economía

Moneda : EUR

Coste de la Energía : 0.08 EUR/kWh

Eficiencia energética del sistema de calefacción : 1



Tubería Componente Nr.1

Longitud : 30 m

Diámetro : 200 mm

Orientación : Interior Horizontal

RESUMEN DE RESULTADOS

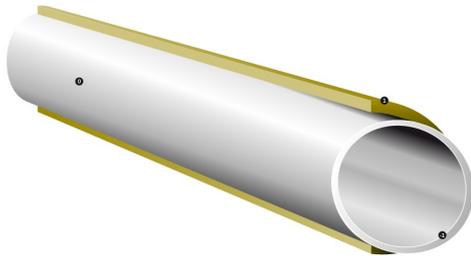
Versión	Nombre	Comparar versiones
V. 0	Sin Aislamiento	Sin Aislamiento : Versión 1
V. 1	Versión 1	

Resumen	V. 0	V. 1	Ahorros	
Pérdida de calor	5686	280	-5406	W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	9049	301	-8748	W/m²
Pérdida de calor total	170571	8396	-162175	W
T-superficial	350	88		° C
Espesor mínimo	0	48		mm
Valor he	27.84	4.77		W/(m²K)

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

VERSIÓN DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO



Tubería Componente Nr.1

Sistema de Aislamiento : Versión 1

Suma de espesores del aislamiento : 48 mm

Capa	Nombre	Espesor mm	Lambda m(*) mW/(mK)	Boundary T °C	Fm	Fa	FC	Fc	Fd	Fj	F	delta-Lambda W/(mK)
1	TECH Pipe Section MT 4.1	48	66.66	350	1	1	1	1	1	1	1	0

* Nota

Lambda m(*) = Conductividad térmica en mW/(mK)

Fm = Factor de conversión de humedad

Fa = Factor de conversión de envejecimiento

FC = Factor de conversión de compresión

Fc = Factor de conversión de convección en aislamiento vertical

Fd = Factor de conversión de espesor

Fj = Coeficiente de corrección de juntas

F = Factor de conversión general

RESUMEN DEL PROYECTO

Componente	Versión	Activo	Pérdida de calor total
Tubería Componente Nr.1	Versión 1	Sí	8395.91 W
Suma (solo versiones activas)			8395.91 W

RENUNCIA

Los resultados de cálculo están basados exclusivamente en valores introducidos y condiciones límite. Estos cálculos son solo una estimación de las temperaturas reales y las pérdidas de calor porque es imposible establecer con precisión las condiciones de la vida real tales como radiación, velocidad del viento, humedad relativa,...

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS DE AISLAMIENTO

TECH Pipe Section MT 4.1



T	Lambda	Term	Coficiente
50 ° C	0.038 W/(mK)	1	0.03060000000
150 ° C	0.054 W/(mK)	2	0.0001460000000
200 ° C	0.063 W/(mK)	3	2.666666667e-8
300 ° C	0.084 W/(mK)	4	2.666666667e-10

Powered by



Supported by



PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

CONDICIONES DE CONTORNO

Método de Cálculo

Espesor mínimo de aislamiento

Medio

Tipo de Medio : Fluido

Temperatura Interior : 270 ° C

Valor hi : infinity W/(m²K)

Clima

Temperatura Ambiente : 25 ° C

Revestimiento (cladding)

undefined , Emisividad: 0

Economía

Moneda : EUR

Coste de la Energía : 0.08 EUR/kWh

Eficiencia energética del sistema de calefacción : 1



Tubería Componente Nr.1

Longitud : 30 m

Diámetro : 200 mm

Orientación : Interior Horizontal

RESUMEN DE RESULTADOS

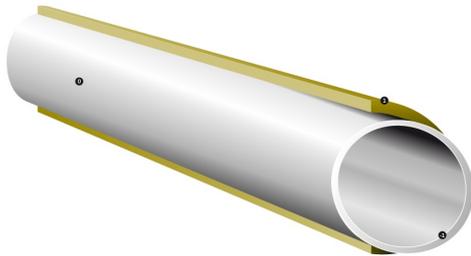
Versión	Nombre	Comparar versiones
V. 0	Sin Aislamiento	Sin Aislamiento : Versión 1
V. 1	Versión 1	

Resumen	V. 0	V. 1	Ahorros	
Pérdida de calor	3391	170	-3221	W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	5397	175	-5221	W/m²
Pérdida de calor total	101727	5086	-96642	W
T-superficial	270	66		° C
Espesor mínimo	0	54		mm
Valor he	22.03	4.25		W/(m²K)

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

VERSIÓN DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO



Tubería Componente Nr.1

Sistema de Aislamiento : Versión 1

Suma de espesores del aislamiento : 54 mm

Capa	Nombre	Espesor mm	Lambda m(*) mW/(mK)	Boundary T °C	Fm	Fa	FC	Fc	Fd	Fj	F	delta-Lambda W/(mK)
1	TECH Pipe Section MT 4.1	54	57.16	270	1	1	1	1	1	1	1	0

* Nota

Lambda m(*) = Conductividad térmica en mW/(mK)

Fm = Factor de conversión de humedad

Fa = Factor de conversión de envejecimiento

FC = Factor de conversión de compresión

Fc = Factor de conversión de convección en aislamiento vertical

Fd = Factor de conversión de espesor

Fj = Coeficiente de corrección de juntas

F = Factor de conversión general

RESUMEN DEL PROYECTO

Componente	Versión	Activo	Pérdida de calor total
Tubería Componente Nr.1	Versión 1	Sí	5085.6 W
Suma (solo versiones activas)			5085.6 W

RENUNCIA

Los resultados de cálculo están basados exclusivamente en valores introducidos y condiciones límite. Estos cálculos son solo una estimación de las temperaturas reales y las pérdidas de calor porque es imposible establecer con precisión las condiciones de la vida real tales como radiación, velocidad del viento, humedad relativa,...

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS DE AISLAMIENTO

TECH Pipe Section MT 4.1



T	Lambda	Term	Coficiente
50 ° C	0.038 W/(mK)	1	0.03060000000
150 ° C	0.054 W/(mK)	2	0.0001460000000
200 ° C	0.063 W/(mK)	3	2.666666667e-8
300 ° C	0.084 W/(mK)	4	2.666666667e-10

Powered by



Supported by



PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

CONDICIONES DE CONTORNO

Método de Cálculo

Coste económico

Medio

Tipo de Medio : Fluido

Temperatura Interior : 220 ° C

Horas de funcionamiento : 3600 h

Valor hi : infinity W/(m²K)

Clima

Temperatura Ambiente : 25 ° C

Revestimiento (cladding)

undefined , Emisividad: 0

Economía

Moneda : EUR

Coste de la Energía : 0.08 EUR/kWh

Eficiencia energética del sistema de calefacción : 1

Tiempo de servicio estimado en años : 30 a

Variación del precio anual : 5 %

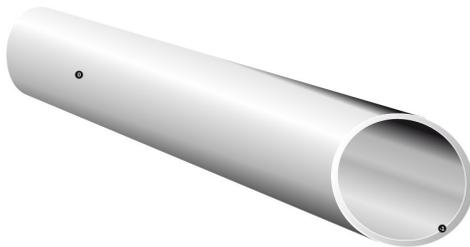
Tasa de interés : 2 %

Mantenimiento : 10 %

Gastos generales : 10 %

Factor de servicio de Capital : 0.24%/a

Factor de variación de precio : 2.06



Tubería de Tolueno

Longitud : 25 m

Diámetro : 500 mm

Orientación : Interior Horizontal

RESUMEN DE RESULTADOS

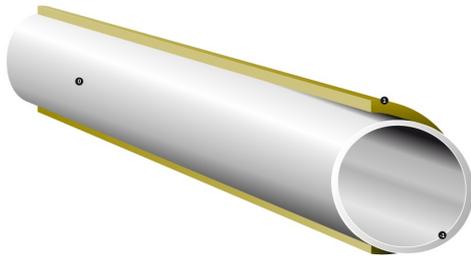
Versión	Nombre	Comparar versiones
V. 0	Sin Aislamiento	Sin Aislamiento : Versión 1
V. 1	Versión 1	

Resumen	V. 0	V. 1	Ahorros	
Pérdida de calor	5588	170	-5418	W/m
Pérdida de calor (Área Aislada)	3558	77	-3480	W/m²
Pérdida de calor total	139708	4248	-135460	W
T-superficial	220	50		° C
Valor he	18.24	3.06		W/(m²K)

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

VERSIÓN DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO



Tubería de Tolueno

Sistema de Aislamiento : Versión 1

Suma de espesores del aislamiento : 100 mm

Capa	Nombre	Espesor mm	Lambda m(*) mW/(mK)	Boundary T °C	Fm	Fa	FC	Fc	Fd	Fj	F	delta-Lambda W/(mK)
1	TECH Wired Mat MT 3.1	100	53.6	220	1	1	1	1	1	1	1	0

* Nota

Lambda m(*) = Conductividad térmica en mW/(mK)

Fm = Factor de conversión de humedad

Fa = Factor de conversión de envejecimiento

FC = Factor de conversión de compresión

Fc = Factor de conversión de convección en aislamiento vertical

Fd = Factor de conversión de espesor

Fj = Coeficiente de corrección de juntas

F = Factor de conversión general

Economía



PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

RESUMEN DEL PROYECTO

Componente	Versión	Activo	Pérdida de calor total
Tubería de Tolueno	Versión 1	Sí	4248.19 W
Suma (solo versiones activas)			4248.19 W

RENUNCIA

Los resultados de cálculo están basados exclusivamente en valores introducidos y condiciones límite. Estos cálculos son solo una estimación de las temperaturas reales y las pérdidas de calor porque es imposible establecer con precisión las condiciones de la vida real tales como radiación, velocidad del viento, humedad relativa,...

PROYECTO: Proyecto-TechCalc

27/6/2019

ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS DE AISLAMIENTO

TECH Wired Mat MT 3.1



T	Lambda	Term	Coficiente
50 ° C	0.041 W/(mK)	1	0.03615238095
200 ° C	0.067 W/(mK)	2	0.00007842857143
400 ° C	0.13 W/(mK)	3	3.676190476e-7
550 ° C	0.2 W/(mK)	4	5.714285714e-11

Powered by



Supported by



ANEXO II

CÓDIGO ESTUDIO TERMOECONÓMICO

Contents

- Variables principales
- EnergyNest
- Intercambiador de calor I
- Intercambiador de calor II (Evaporador)
- Bomba
- Intercambiador de calor III (Condensador)
- Turbina
- Coste total final
- Entradas Estudio Económico (VAN y TIR)
- Procedimiento de cálculo

```
clear all
close all
```

Variables principales

```
CNest=90; %Capacidad EnergyNest (MWh)
AIC1=2250; %Superficie Intercambiador de Calor I (m2)
AIC2=800; %Superficie Intercambiador de Calor II (m2) EVAPORADOR
AIC3=2000; %Superficie Intercambiador de Calor III (m2) CONDENSADOR
Pb=30; %Potencia de la bomba (kW)
pb=35; %presión de trabajo bomba (bar)
Pt=2500; %Potencia de la turbina (kW)
CEPCI=603/397; %Actualización de precios CEPCI para 2019
cmo=4800000; %coste de mano de obra
```

EnergyNest

```
cNest=CNest*60000;
```

Intercambiador de calor I

```
k1IC1=4.6656; % Flat Plate HE
k2IC1=-0.1557;
k3IC1=0.1547;
c1IC1=0.1347;
c2IC1=-0.2368;
c3IC1=0.1021;
b1IC1=0.96;
b2IC1=1.21;
logFpIC1=0;
pIC1=10; %presión de trabajo Intercambiador de calor (bar)
FmIC1=1; %Acero al carbono
FpIC1=1; %Su valor es 1 si P<10 bar
fbmIC1=b1IC1+b2IC1*FpIC1*FmIC1;
cpIC1=10^(k3IC1*((log10(AIC1))^2)+k2IC1*log10(AIC1)+k1IC1);
cIC1=cpIC1*fbmIC1*CEPCI; %Coste final Intercambiador de Calor 1 ($)
```

Intercambiador de calor II (Evaporador)

```
k1IC2=4.8306; % Floating Head
k2IC2=-0.8509;
k3IC2=0.3187;
c1IC2=1;
c2IC2=1;
c3IC2=1;
b1IC2=1.63;
b2IC2=1.66;
logFpIC2=0;
pIC2=10; %presión de trabajo Intercambiador de calor (bar)
FmIC2=1; %Acero al carbono
FpIC2=1; %Su valor es 1 si P<10 bar
fbmIC2=b1IC2+b2IC2*FpIC2*FmIC2;
cpIC2=10^(k3IC2*((log10(AIC2))^2)+k2IC2*log10(AIC2)+k1IC2);
cIC2=cpIC2*fbmIC2*CEPCI; %Coste final Intercambiador de Calor 2 ($)
```

Bomba

```
k1b=3.3892;
k2b=0.0536;
k3b=0.1538;
c1b=-0.3935;
c2b=0.3957;
c3b=-0.00226;
b1b=1.89;
b2b=1.35;
Fpb=10^(c3b*((log10(pb))^2)+c2b*log10(pb)+c1b);
Fmb=2.3; %Acero Inoxidable
logFpb=0;
fbmb=b1b+b2b*Fpb*Fmb;
cpb=10^(k3b*((log10(Pb))^2)+k2b*log10(Pb)+k1b);
cb=cpb*fbmb*CEPCI; %Coste final bomba ($)
```

Intercambiador de calor III (Condensador)

```
k1IC3=4.0336; %Air cooler
k2IC3=0.2341;
k3IC3=0.0497;
c1IC3=1;
c2IC3=1;
c3IC3=1;
b1IC3=0.96;
b2IC3=1.21;
logFpIC3=0;
pIC3=10; %presión de trabajo Intercambiador de calor (bar)
FmIC3=1.4; %Acero Inoxidable
FpIC3=1; %Su valor es 1 si P<10 bar
fbmIC3=b1IC3+b2IC3*FpIC3*FmIC3;
cpIC3=10^(k3IC3*((log10(AIC3))^2)+k2IC3*log10(AIC3)+k1IC3);
cIC3=cpIC3*fbmIC3*CEPCI; %Coste final Intercambiador de Calor 3 ($)
```

Turbina

```
k1t=2.2476;
```

```

k2t=1.4965;
k3t=-0.1618;
c1t=0;
c2t=0;
c3t=0;
fbmt=6.1; %Acero Inoxidable
cpt=10^(k3t*((log10(Pt))^2)+k2t*log10(Pt)+k1t);
Fmt=1.4; %Acero Inoxidable
Fpt=0;
logFpt=0;
pt=1; %presión de trabajo turbina (bar)
ct=fbmt*cpt*CEPCI;

```

Coste total final

```

ctotal=cNest+cIC1+cIC2+cIC3+3*cb+ct+cmo; %Coste total en dólares $
ctotal

```

ctotal =

1.7068e+07

Entradas Estudio Económico (VAN y TIR)

```

N=10; %periodo de estudio
ifuel=0.1; %inflación del combustible (p.u.)
d=0.03; %tasa de descuento (p.u.)
ip=0.03; %interés del préstamo (p.u.)

coste=ctotal; %coste de la inversión
D=0.1; %porcentaje de entrada (p.u.)
dias=365; %Número de días anuales que trabaja la turbina
horas=10; %Número de horas diarias que trabaja la turbina
ahorro=(Pt/1000)*dias*horas*200; %ahorro de combustible 1er año (EUR)
m=0.03; %gastos de mantenimiento, sobre el coste de la inversión (p.u.)
impuestos=0.07; %impuesto electricidad (p.u.)
Rv=0.4; %porcentaje de reventa (p.u.)
PWF=(1/ip)*(1-(1/(1+ip))^N);

```

Procedimiento de cálculo

```

savings=ones(N,1);
savings(1)=ahorro;

mortgage=(-(ctotal*(1-D))/PWF)*ones(N,1);

pbalance=ones(N+1,1);
pbalance(1)=ctotal*(1-D);

interest=ones(N,1);

ppayment=ones(N,1);
cashflow=ones(N,1); %Flujo de caja en cada año teniendo en cuenta el ahorro por vapor y el
pago anual

```

```

tax1=ones(N,1); %Maintenance Tax
tax1(1)=-0.02*coste;
tax2=ones(N,1);

VANv=ones(N+1,1);
VANv(1)=-coste*d;%VECTOR DEL VAN
VAN=-D*coste; %VAN INICIAL

TIR=0;
cf=-D*coste;

for i=2:(N+1)

    savings(i)=savings(1)*((1+ifuel)^(i-1));
    interest(i-1)=ip*pbalance(i-1);
    ppayment(i-1)=mortgage(i-1)+interest(i-1);
    pbalance(i)=pbalance(i-1)+ppayment(i-1);
    tax1(i)=tax1(1)*((1+m)^(i-1));
    tax2(i-1)=-impuestos*savings(i-1);
    cashflow(i-1)=mortgage(i-1)+savings(i-1)+tax1(i-1)+tax2(i-1);
    VANv(i)=(cashflow(i-1))/((1+d)^(i-1));
    VAN=VAN+VANv(i);

end

while abs(cf)>10000
cf=-D*coste;
for i=1:N
cf=cf+cashflow(i)/((1+TIR)^(i));
end

if cf>0
TIR=TIR+0.0001;
elseif cf<0
TIR=TIR-0.0001;
end
end

VAN

TIR=TIR*100;

TIR

```

VAN =
2.1670e+06

TIR =
11.7000

