



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

COGENERACIÓN CON CICLO DE COLA EN INDUSTRIA CEMENTERA



Autor: D. Diego Belmonte Rivas
Tutor: D. Francisco Tinaut Fluixá
Valladolid, Julio, 2017

RESUMEN

En la actualidad, la industria cementera es una de las actividades productivas que más energía consumen, grandes cantidades de energía eléctrica principalmente consumida por los motores en accionamientos e ingentes cantidades de energía calorífica en el proceso de cocción del clínker el cual también genera grandes excedentes térmicos. La cogeneración es una parte fundamental en la capacidad de recuperación del calor residual, la cual nos brinda la posibilidad de poder transformar la energía térmica y producir energía eléctrica la cual no será necesario adquirir de la red eléctrica.

Durante el proceso de cocción del clínker que es el componente mayoritario del cemento se tienen dos importantes puntos en los cuales dichos excedentes térmicos podrían ser aprovechados, el intercambiador de ciclones y el enfriador de clínker.

En el presente proyecto se estudia la viabilidad en la recuperación de sendos efluentes gaseosos que actualmente en la planta de estudio no son aprovechados.

Palabras clave: cemento, cogeneración, ORC, recuperación energía, energía residual.

ABSTRACT

Nowadays, the cement industry is one of the most energy consumption productive activities, big amounts of electric energy principally consumed by drives motors and huge amounts of thermal energy in the clinker cooking process which also generates large thermal surpluses. The cogeneration is a fundamental part in the waste heat recovery (WHR) capacity, in this way, we can transform the thermal energy and produce electric energy which will not be necessary to buy to another company.

During the cooking process of the clinker, which is the major component of the cement there are two important points in which such thermal surpluses could be exploited, the cyclone exchanger and the clinker cooler.

In the present project, we will study the feasibility in the recovery of these two gaseous effluents that nowadays are not exploited in the study plant.

Key words: cement, cogeneration, ORC, waste heat recovery.

Agradecimientos:

Muchísimas gracias a toda mi familia por su apoyo durante todo el proceso para llegar hasta aquí, a mi madre, la ama de llaves que me ha ayudado a abrir todas las puertas que quería y no podía traspasar, a los amigos que me dieron su apoyo durante esos momentos de estrés, a Francisco Tinaut que cuya comprensión, guía y apoyo han sido inescrutables incluso en la distancia entre España e Inglaterra.

Sin olvidar a Lafarge Cementos y a todo el equipo de mantenimiento eléctrico que me acogieron como uno más tanto dentro como fuera de las instalaciones (Cristina, Gonzalo, Luismi, María, Rafa, Pablo, Maripaz, Tania, Brian y demás) gran equipo y familia. Miguel Ángel León quien me ayudo en gran medida a entrar como becario en la fábrica de Villaluenga.

Índice

1. INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. Antecedentes.....	3
1.2. Objetivos del TFM.....	4
1.3. Planteamiento del trabajo.....	5
2. PRODUCCIÓN DE CEMENTO Y DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA CEMENTERA	9
2.1. Concepto de cemento	9
2.2. Consumo y producción de cemento a nivel mundial	9
2.3. Descripción de la planta específica	10
2.3.1. Localización e historia	10
2.3.2. Datos de producción	11
2.4. Descripción del proceso productivo.....	11
2.4.1. Componentes del cemento	11
2.4.2. Descripción de la fabricación del cemento	12
2.4.3. Preparación de la mezcla de materias primas	14
2.4.4. Producción de clínker	14
2.4.4.1. Combustibles utilizados.....	16
2.4.4.2. Preparación del cemento	17
3. DESCRIPCIÓN DEL FLUJO DE GASES.....	21
3.1. Entradas de aire.....	21
3.1.1. Entrada al enfriador de clínker.....	21
3.1.2. Entrada por el mechero del horno.....	22
3.2. Salida de los gases y posibles localizaciones de los recuperadores de calor	22
3.2.1. Salida de la torre de intercambio de ciclones.....	23
3.2.2. Salida del enfriador de clínker.....	24
3.3. Recuperación de los excedentes de calor	26
4. COGENERACIÓN.....	29
4.1. Concepto de cogeneración.....	29
4.2. Marco actual.....	29
4.3. Visión particular del presente proyecto	30
4.4. Tipos de cogeneración.....	31
4.4.1. Según la secuencia generación-consumo	31
4.4.2. Según los requisitos de cada necesidad.....	32
4.5. Ciclo Rankine.....	33
4.5.1. Ciclo Rankine ideal	33

4.5.2.	Análisis de ciclo energético Rankine ideal	34
4.5.3.	Ciclo Rankine real	34
4.5.4.	Mejoras del ciclo Rankine ideal.....	35
4.5.5.	Recalentamientos en el ciclo Rankine ideal	37
4.5.6.	Ciclo Rankine ideal regenerativo.....	37
4.6.	Ciclo Rankine orgánico	39
4.6.1.	Análisis del ciclo ORC.....	39
4.6.2.	Ventajas y tipos de fluidos orgánicos.....	40
4.6.3.	Tipología ORC	42
4.6.4.	Ventajas e inconvenientes del ciclo ORC	43
4.6.5.	Ciclo Rankine Kalina	44
5.	ESTUDIO REALIZADO.....	47
5.1.	Planteamiento de las posibilidades de recuperación.....	47
5.1.1.	Recuperación a salida enfriador un solo horno	47
5.1.2.	Recuperación a la salida de la torre de ciclones en un solo horno.....	49
5.1.3.	Recuperación combinada de ambos efluentes	52
5.2.	Sistemas de recuperación.....	53
5.2.1.	Recuperador a la salida de los ciclones.....	53
5.2.2.	Recuperador a la salida del enfriador	55
5.3	Fluido caloportador	58
5.3.1	Elección del fluido caloportador	58
5.3.2	Otros componentes.....	59
5.4	Sistemas de generación ORC	64
5.4.1	Turbodén	64
5.4.1.1	Criterios de diseño.....	65
5.4.1.2	Descripción del turbogenerador	65
5.4.1.3	Elección de una solución factible	66
5.5	Torres de refrigeración	67
5.5.1	Tipos de torres de refrigeración.....	67
5.5.2	Elección solución factible	68
6.	SÍNTESIS DE LAS PROPUESTAS Y CONCLUSIONES.....	73
6.1.	Síntesis de las propuestas.....	73
6.2.	Estudio económico	73
6.3.	Conclusiones.....	76
A.1.	Cálculo flujos de calor disponible a la salida del enfriador horno 1	79

A.2.	Análisis de los flujos a la salida de los ciclones horno 1.....	81
A.3.	Balances de materia	84
A.4.	Resultados balances horno 1	87
A.5.	Análisis de los flujos a la salida de los ciclones horno 2.....	87
A.6.	Balances de materia	89
A.7.	Resultados balances horno 2	91
A.8.	Cálculo de potencias térmicas.....	92
A.9.	Salidas intercambiadores ciclones	92
A.10.	Salidas enfriadores	93

INDICE DE TABLAS

Tabla 1,	compuestos producido en el horno	15
Tabla 2,	consumo de combustibles.....	17
Tabla 3,	fluidos orgánicos hidrocarburos halogenados	41
Tabla 4,	fluidos orgánicos siloxanos.....	41
Tabla 5,	relación fabricantes-fluidos orgánicos-potencias	41
Tabla 6,	potencia térmica enfriador.....	49
Tabla 7,	potencia térmica ciclones.....	51
Tabla 8,	pay-back con precio del consumo eléctrico de 0.062€/kWh	74
Tabla 9,	pay-back con precio del consumo eléctrico de 0.08€/kWh	75
Tabla 10,	pay-back con precio del consumo eléctrico de 0.10€/kWh	75
Tabla 11,	potencias calculadas enfriador	81
Tabla 12,	valores medios marcha directa	81
Tabla 13,	datos de fábrica horno 1	82
Tabla 14,	resultados densidades hoja de cálculo.....	84
Tabla 15,	especificaciones equipos Turboden	97
Tabla 16,	especificaciones equipos TEVA.....	97
Tabla 17,	especificaciones aceite térmico Shell Thermia B	98

INDICE DE FIGURAS

Ilustración 1,	evolución demanda del cemento.....	10
Ilustración 2,	esquema productivo fábrica	13
Ilustración 3,	esquema área preparación de mmpp	14
Ilustración 4,	esquema flujos de gases.....	14
Ilustración 5,	esquema área clínker	16
Ilustración 6,	esquema área preparación de cemento	18
Ilustración 7,	sección salida del mechero del horno.....	22
Ilustración 8,	esquema flujo gases marcha directa.....	23
Ilustración 9,	esquema flujo gases marcha mixta	24

Ilustración 10, salida enfriador de clínker	25
Ilustración 11, esquema flujo de gases del enfriador	25
Ilustración 12, esquema transformaciones energéticas	29
Ilustración 13, esquema ciclo de cabecera	31
Ilustración 14, esquema ciclo de cola	31
Ilustración 15, esquema sistema aislado	32
Ilustración 16, esquema sistema integrado	32
Ilustración 17, diagrama T-S Rankine	33
Ilustración 18, ciclo Rankine.....	33
Ilustración 19, diagrama T-S Rankine real 2.....	35
Ilustración 20, diagrama T-S Rankine real 1.....	35
Ilustración 21, diagrama T-S mejora 1	35
Ilustración 22, diagrama T-S mejora 2	36
Ilustración 23, diagrama T-S mejora 3	36
Ilustración 24, diagrama T-S supercrítico.....	36
Ilustración 25, diagrama T-S recalentamiento.....	37
Ilustración 26, diagrama T-S extracción.....	38
Ilustración 27, diagrama T-S extracción 2	39
Ilustración 28, extracción	39
Ilustración 29, Rankine orgánico regenerativo	39
Ilustración 30, comparativa campana de saturación del agua con fluidos orgánicos.....	42
Ilustración 31, esquema ORC regenerativo.....	42
Ilustración 32, ciclo supercrítico isopentano	43
Ilustración 33, ciclo subcrítico isopentano.....	43
Ilustración 34, esquema recuperación enfriador.....	47
Ilustración 35, esquema recuperación ciclones	49
Ilustración 36, esquema recuperación ciclones escalado.....	51
Ilustración 37, esquema recuperación mixta.....	52
Ilustración 38, esquema implantación del sistema en una sola línea del horno.....	53
Ilustración 39, recuperador ciclones.....	54
Ilustración 40, diagrama T-H recuperadores ciclones horno 2.....	55
Ilustración 41, recuperador enfriador de clínker	56
Ilustración 42, diagrama T-H recuperador enfriador de clínker horno 2.....	57
Ilustración 43, instalación turbogeneradora Turboden	65
Ilustración 44, esquema funcionamiento Turboden.....	65
Ilustración 45, batería de 3 torres de refrigeración TEVA.....	69
Ilustración 46, esquema marcha directa 2.....	82
Ilustración 47, volumen de control esquema marcha directa	84
Ilustración 48, VC torre de enfriamiento	86
Ilustración 49, comparativa flujos hoja cálculo.....	87
Ilustración 50, datos fábrica horno 2	87
Ilustración 51, densidades horno 2 hoja de cálculo.....	89
Ilustración 52, comparativa flujos hoja cálculo horno 2	91

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

Este primer capítulo se centrará en los principales objetivos que se persiguen con la realización de este proyecto. Para ello primeramente se tratará de plantear el problema del cual surgió la idea de la realización del presente proyecto, una vez identificado se propondrán una serie de soluciones a tratar de manera factible.

1.1. Antecedentes

El cambio climático es uno de los problemas más vigentes en nuestra sociedad, la lucha contra el mismo se ha convertido en la cuestión medioambiental más importante en los últimos años. La comunidad científica internacional considera que existe una relación directa entre las emisiones de dióxido de carbono de las actividades energéticas (generación eléctrica, transporte, calefacción, procesos térmicos) y los cambios en el clima observados en las últimas décadas.

El sector industrial en España es causante de casi el 24% de las emisiones de gases de efecto invernadero, tanto debido al uso de combustibles fósiles (16%) como al CO₂ derivado de los procesos de transformación (7,7%).

La fabricación de cemento es la actividad más emisora del sector. Tan sólo la molienda y cocción de la piedra caliza consumen ingentes cantidades de energía eléctrica y térmica tan importantes que suponen alrededor del 2% de la energía primaria consumida en España (según OFICEMEN, la Agrupación de Fabricantes de Cemento de España). A estos consumos debemos añadirle otros adicionales, como son los precisos para la extracción de la materia prima de las canteras y su transporte hasta la planta de procesamiento.

Si se tiene además también en cuenta el consumo de energía eléctrica que se encuentra en torno al 20% de los costes totales de producción que en el caso de nuestro estudio es provista mayormente por la central energética de Aceca, situada en Villaluenga de la Sagra, la cual está compuesta por dos grupos de ciclo combinado que consumen fueloil y gas natural, la mejora de la eficiencia energética del proceso se hace vital a la hora de lograr una disminución de estas emisiones tan nocivas.

Así pues, y durante mi estancia como becario en el equipo de mantenimiento de la planta cementera de Villaluenga durante el primer semestre de 2016, estuve en íntimo contacto con el proceso productivo del cemento, donde era obvio que el gasto energético era extraordinario. Grandísimas cantidades de energía térmica se dejaban escapar por las chimeneas, o el tamaño de las torres de enfriamiento de los gases me asombraban. Meses antes, durante la realización del Máster en Ingeniería Industrial habíamos estudiado diversos procedimientos relacionados con el aprovechamiento energético y me llamo en gran medida la atención como no eran utilizados en su totalidad dichos procedimientos en la planta y el gran potencial que ello conllevaba.

1.2. Objetivos del TFM

El **objetivo general** del presente TFM es analizar la viabilidad técnica y económica de la introducción de un sistema de cogeneración como ciclo de cola en una cementera para lograr una mejora de la eficiencia energética del proceso, el objetivo principal será el estudio en la mejora del aprovechamiento térmico del proceso, para ser más exactos en el aprovechamiento de los excedentes térmicos, los cuales no son aprovechados adecuadamente y son completamente útiles a la hora de producir energía eléctrica para el autoconsumo de la central.

Para alcanzar este objetivo general, se plantean los siguientes **objetivos específicos**:

- Describir los principales procesos que tienen lugar en una cementera, cuantificando los consumos energéticos y los flujos de materiales.
- Revisar brevemente los conceptos relativos a los sistemas de cogeneración para identificar la configuración más idónea.
- Calcular la potencia energética disponible para su recuperación.
- Dimensionar un sistema de cogeneración que se adapte a las condiciones específicas de la planta cementera de Villaluenga de la Sagra.
- Realizar un estudio económico de la instalación de cogeneración considerada.

Con el aprovechamiento de dichos excedentes térmicos se presenta la posibilidad de reducir en gran medida el consumo de energía eléctrica de la red, lo cual a su vez además de la reducción en el costo de la energía eléctrica reducirá las emisiones involucradas en la generación de dicha electricidad.

La idea principal conlleva la utilización de la energía térmica no aprovechada para su uso en un ciclo Rankine orgánico, con el cual se permitirá generar energía eléctrica utilizando la propia energía térmica generada por la planta para la cocción de las materias primas. La energía térmica que se pretende aprovechar actualmente se pierde ya que, o bien son expulsados a la atmósfera directamente, o bien se enfrían en torres de enfriamiento de los gases mediante agua.

En torno a 850 plantas de recuperación de calor residual han sido ya instaladas alrededor del globo, 750 de ellas en China, gran cantidad favorecida por ayudas del gobierno y un gran crecimiento de las empresas dedicadas al sector. Este tipo de instalaciones pueden reducir en gran medida los costes de operación, de los cuales una media del 25 por ciento se trata del consumo de energía eléctrica. Este tipo de instalaciones pueden generar hasta el 30 por ciento de las necesidades de energía eléctrica de la planta.

1.3. Planteamiento del trabajo

Para cumplir los objetivos el planteamiento del trabajo se desarrolla en los correspondientes capítulos:

- Capítulo dos, se realizará una introducción primeramente al proceso de producción del cemento y en particular de la planta de estudio, tratando de explicar el conjunto de materiales sólidos o líquidos que se involucran en el proceso, es decir, desde que los materiales son extraídos de las canteras hasta que gracias al procesado de los mismo se obtiene el cemento y los combustibles utilizados para la técnica de transformación físico-químico.
- Capítulo tres, donde se reseñan los flujos gaseosos implicados, que es de gran importancia, ya que la recuperación de la energía térmica excedente se realiza sobre estos gases, desde las entradas de aire al sistema, la combustión, a la salida de los gases.
- Capítulo cuatro de éste TFM, donde se describe concepto de cogeneración y como ésta puede ser integrada en el proceso productivo.
- Capítulo cinco, donde se plantean las diferentes opciones plausibles a la hora de la recuperación de los excedentes térmicos, se detallarán además temperaturas, flujos y composiciones de las diferentes corrientes gaseosas. Además, se calculan las potencias térmicas recuperables de los gases y se propondrá una solución específica para cada caso, en cuanto a los dispositivos de recuperación se refiere. Para terminar en este capítulo se propondrán una serie de equipos de generación, así como una solución en cuanto a los equipos de transferencia de calor se refiere.
- Finalmente, en el capítulo 6 se incluye una síntesis de las alternativas tecnológicas consideradas, así como la solución considerada más idónea y cálculo del pay-back de la instalación, junto con algunas conclusiones que pueden obtenerse del trabajo.

CAPITULO II: PRODUCCIÓN DE CEMENTO Y DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA CEMENTERA

2. PRODUCCIÓN DE CEMENTO Y DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA CEMENTERA

En este capítulo se realiza una descripción simplificada del proceso de producción de cemento y además se detallan algunas características de la fábrica de Lafarge-Holcim de Villaluenga de la Sagra, la cual se toma como referencia para los cálculos.

2.1. Concepto de cemento

El cemento es el conglomerante hidráulico más importante. Se trata de un material de construcción compuesto de una sustancia en polvo que, mezclada con agua u otra sustancia, forma una pasta blanda que se endurece en contacto con el agua o el aire; por ello se emplea para tapar o rellenar huecos y como componente aglutinante en bloques de hormigón y en argamasas.

Por su parte, se denomina cemento Portland a aquel que está hecho con clínker de cemento Portland, siendo éste es el más utilizado como aglomerante para la preparación del hormigón. Amasado con agua, fragua y se endurece en unas horas y endurece progresivamente durante unas semanas, al secarse adquiere un color semejante al de la piedra de las canteras inglesas de Portland.

2.2. Consumo y producción de cemento a nivel mundial

El consumo mundial de cemento se encuentra en continuo crecimiento alcanzando los 3.312 millones de toneladas en 2010 hasta los 3.900 millones de toneladas de cemento en 2013. Este crecimiento no involucra a España la cual se quedó en los últimos años estancada en los 11 millones de toneladas de consumo de cemento desde el año 2013, evidentemente debido a un paulatino decremento de la construcción y la consecuencia del aumento de precios debido a una menor producción de las plantas.

El crecimiento en el consumo ha sido debido a la expansión económica en economías emergentes, donde la demanda de cemento crece al igual que su urbanización e industrialización. Estas economías emergentes consumen el 90% de la producción de cemento. China ha sido el primer motor mundial en este crecimiento.

Evolución demanda de cemento

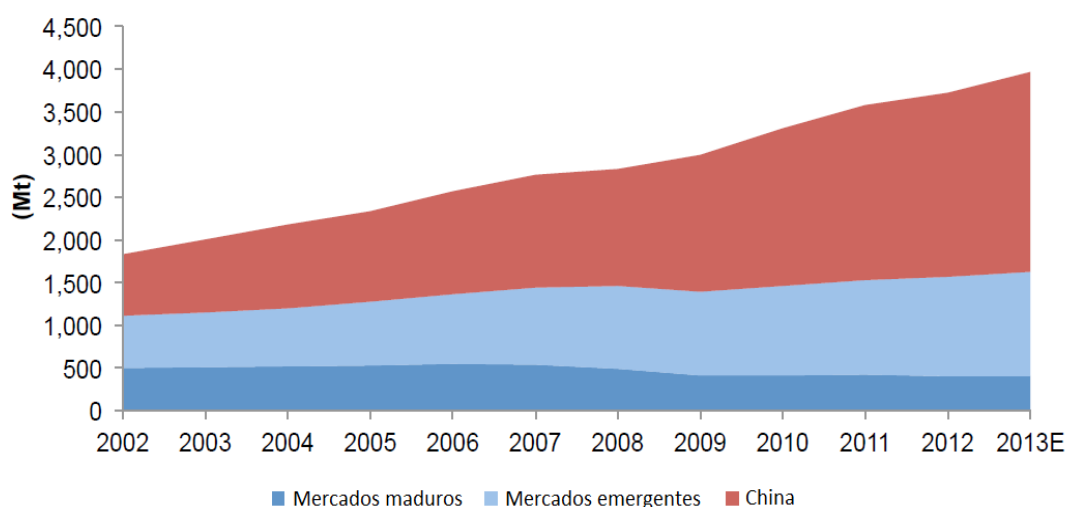


Ilustración 1, evolución demanda del cemento

En cuanto a la producción de cemento en 2013 la industria global de cemento estaba compuesta de 5.673 instalaciones de producción y molienda con una capacidad de producción total de cemento de unos 5.245 millones de toneladas, de las cuales 3.700 se encuentran en china, con una capacidad de producción de 3.831 millones de toneladas.

La relación coste-peso del cemento es baja, normalmente por debajo de 88 €/ton, sin embargo, el coste de su transporte puede alcanzar y sobrepasar rápidamente esos costes de producción, por lo que éste raramente es transportado más de 300 km por carretera.

2.3. Descripción de la planta específica

2.3.1. Localización e historia

La fábrica objeto de estudio en este TFM se encuentra situada en Villaluenga de la Sagra, municipio de la provincia de Toledo, fue inaugurada por el rey Alfonso XIII, inició su andadura en 1927 dentro de Asland y pasó a formar parte del grupo Lafarge desde el año 1989.

En los años 90, fruto de una gran transformación con el fin de responder a las más estrictas exigencias medioambientales, se convirtió en una de las plantas más eficientes de toda España en cuanto a consumo energético.

En 2015 surge la fusión Lafarge-Holcim, grupo que pretende marcar el comienzo de una nueva era en la tecnología vanguardista y la innovación industrial. De esta manera se constituye el nuevo líder de la industria de los materiales de construcción.

2.3.2. Datos de producción

La fábrica tiene una capacidad de producción máxima de 2.400 toneladas/día por cada horno de los dos que posee, lo que le permite tener una capacidad de producción máxima total de aproximadamente 2.100.000 toneladas de cemento al año. En los últimos años, debido a la crisis, la fabricación del cemento ha bajado de forma sustancial y la producción del año 2014 fue de 830.000 toneladas de clínker, con una producción de aproximadamente 340.000 toneladas de cemento en el año 2014 y 420.000 toneladas en el año 2015. El resto del clínker, al estar en niveles de producción de cemento muy inferiores al máximo, se vende a las fábricas cercanas. La Fábrica de Villaluenga produce 5 tipos de cementos Portland que son los siguientes:

- CEM II/B-M(P-L)32,5N Cemento Portland con puzolana, filler calizo y cenizas volantes.
- CEM II/A-M(P-V)42,5RCemento Portland con puzolana y cenizas volantes.
- CEM I 52,5R-SR5 Cemento Portland de alta resistencia a sulfatos
- CEM I 42,5R
- CEM I 52,5R

Se producen estas calidades debido a la demanda comercial de los mismos, consiguiéndolas a partir de clínker y yeso (CEM I cemento puro) o bien mediante adiciones de diferentes componentes (CEM II).

2.4. Descripción del proceso productivo

El cemento resulta como combinación de diferentes elementos, principalmente el clínker de cemento al que se añade yeso para conseguir el cemento puro. Para los diferentes tipos de cemento, se dosifican en diferentes proporciones diversos componentes para moler todo el conjunto.

2.4.1. Componentes del cemento

a) Clínker de cemento Portland: Producto obtenido mediante la calcinación hasta la fusión parcial de una mezcla muy íntima preparada artificialmente de arcilla y caliza, hasta conseguir que se combinen casi totalmente sus componentes.

b) Clínker de cemento de aluminato de calcio: Obtenido de la fusión de mezclas de calizas y bauxitas.

c) Escorias granuladas de altos hornos: Se obtienen en el templado o enfriado brusco de la ganga fundida procedente de procesos siderúrgicos.

d) Puzolanas: son materiales de composición silíceo o silico-aluminosa o una combinación de ambas. Bien molidas y en presencia de agua reaccionan con el hidróxido de calcio disuelto formando compuestos capaces de generar resistencia. Pueden ser de origen:

-Natural: normalmente de origen volcánico o sedimentario

-Natural calcinado: de origen volcánico como arcillas, pizarras o rocas sedimentarias activadas por tratamiento térmico.

e) Cenizas volantes: se obtienen mediante precipitación electrostática o mecánica de los flujos gaseosos de escape procedentes de hornos alimentados con carbón pulverizado. Estas cenizas pueden ser de naturaleza silíceo o calcárea. Las cuales pueden tener propiedades puzolánicas e hidráulicas respectivamente.

f) Esquisto calcinado: Este es particularmente bituminoso, se produce en un horno especial, bien molido tiene propiedades hidráulicas y puzolánicas.

g) Caliza: Compuestos principalmente de carbonato de calcio en forma de calcita, molidos con el clínker aportan propiedades a los morteros y hormigones, tanto frescos como endurecidos, de carácter físico como: dispersión, hidratación, trabajabilidad, retención de agua, capilaridad, permeabilidad, retracción o figuración.

h) Homo de sílice: Subproducto de la obtención del silicio y del ferrosilicio. Mediante un filtro electrostático se recogen las partículas muy finas de sílice, en la reducción en un horno eléctrico de cuarzo puro y carbón.

i) Otros componentes: Estos pueden ser añadidos en menor porcentaje como pueden ser el sulfato cálcico para controlar el fraguado del cemento u otros aditivos usados en la fabricación para facilitar el proceso de molienda o aportar algún comportamiento específico.

2.4.2. Descripción de la fabricación del cemento

En el caso de la fábrica en estudio y a la hora de facilitar la comprensión del proceso se divide la planta en distintas partes o eslabones. El criterio que se sigue para delimitar estas áreas es el llamado criterio de "stock a stock".

El **área de canteras** comprende desde las cuatro canteras desde las que se nutre la fábrica, que son una de caliza, arcilla, una de puzolana y una de yeso.

El **área de crudo** comienza en el parque de materias primas y termina en el silo IBAU, también llamado silo de homogeneización.

El **área de clinker** comienza a la salida del silo IBAU y termina a la entrada de los silos de clinker.

El **área de cemento** abarca desde la salida de los silos de clinker hasta la entrada a los silos de cemento.

Por último, el **área de expediciones** comienza a la salida de los silos de cemento y termina con la expedición del cemento a los clientes, que puede ser tanto a granel como en saco.

La producción de cemento comienza con la explotación de las materias primas en las canteras de caliza y arcilla. La arcilla y la caliza son machacadas y transportadas a un stock en fábrica. Más tarde se muelen junto con el resto de materias primas necesarias (limonita, arena, etc.) para obtener las consigas de composición exigidas en cada sección. El material resultante se denomina harina de crudo, y es el producto con el que se alimenta al horno. Después del molino, la harina de crudo se precalienta en la torre de ciclones (utilizando aire caliente procedente del horno). De la torre de ciclones pasa al horno, donde la harina de crudo se transforma en clinker que tras su paso por el enfriador es premolido y mezclado con diferentes adiciones (yeso, puzolana y filler calizo), todo ello se muele en un molino de bolas. Por último, se añaden cenizas volantes si son necesarias, y en este punto, el producto ya está terminado. Los dos canales de venta de la fábrica son cemento a granel y cemento en saco.

A continuación, se incluye un esquema del proceso productivo de la fábrica en el que mediante un código de color se diferencian las secciones:

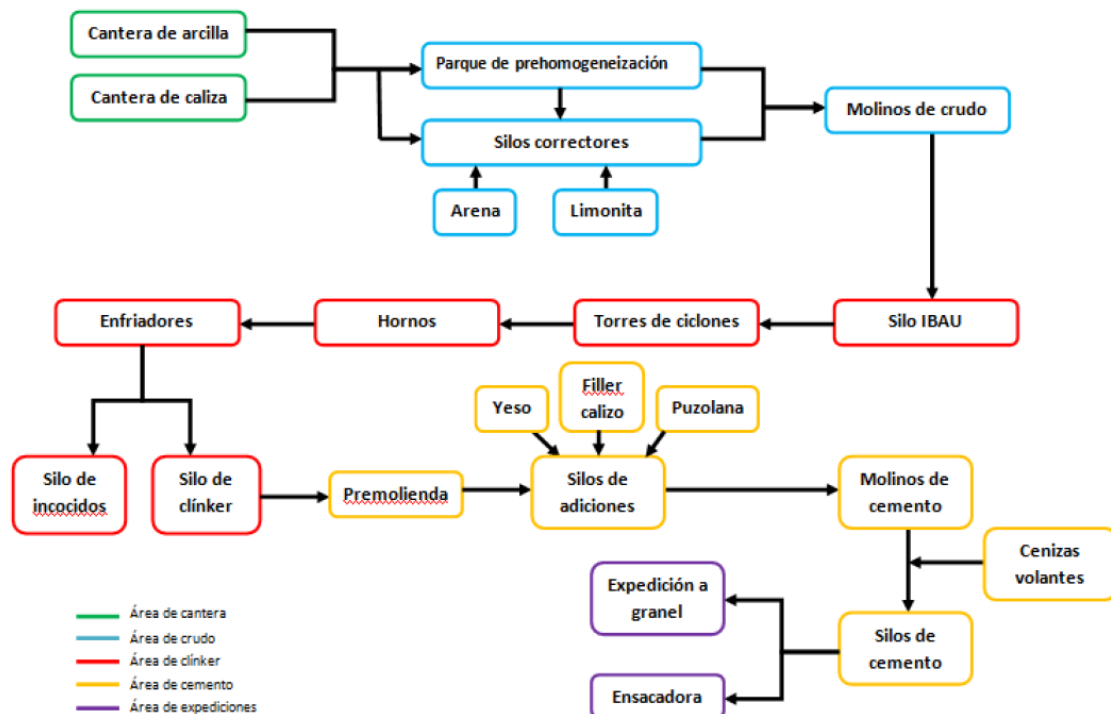


Ilustración 2, esquema productivo fábrica

2.4.3. Preparación de la mezcla de materias primas

Primeramente, se realiza la explotación de materias primas que consiste en la extracción de la caliza y la arcilla de los depósitos o canteras. En el caso estudiado:

- La caliza proviene de una cantera situada a 30km de la fábrica en la localidad de Yepes.
- La cantera de arcilla se encuentra próxima a la fábrica.
- La cantera de puzolana está situada en Granátula de Calatrava, en Ciudad Real.
- La cantera de yeso de la que se abastece la fábrica está situada en Añover de Tajo, a unos 15 km de la fábrica.

Una vez las materias primas principales (arcilla y caliza) llegan a la fábrica son machacadas, mezcladas y almacenadas. Más adelante se molerán junto con el resto de materias primas necesarias (limonita, arena, etc.) para obtener las consignas de composición exigidas en cada sección. El material resultante se le denomina harina de crudo que será el material con el que se alimentará el horno y éste será almacenado en el silo denominado IBAU.

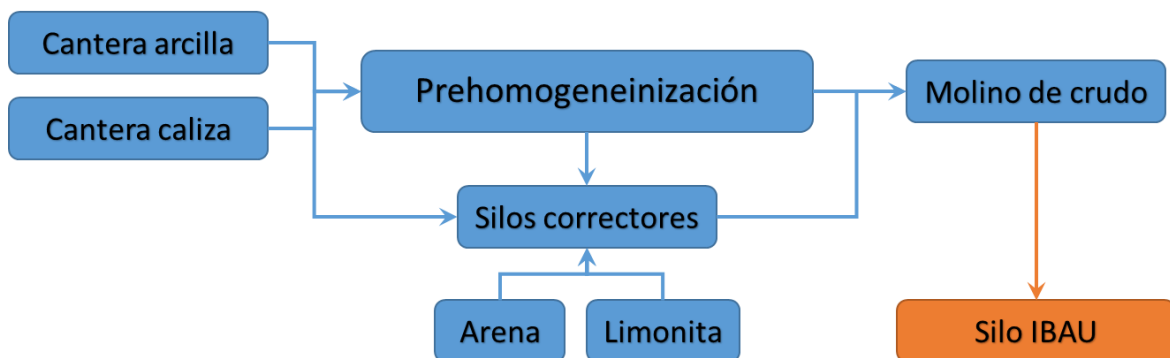


Ilustración 3, esquema área preparación de mmp

2.4.4. Producción de clínker

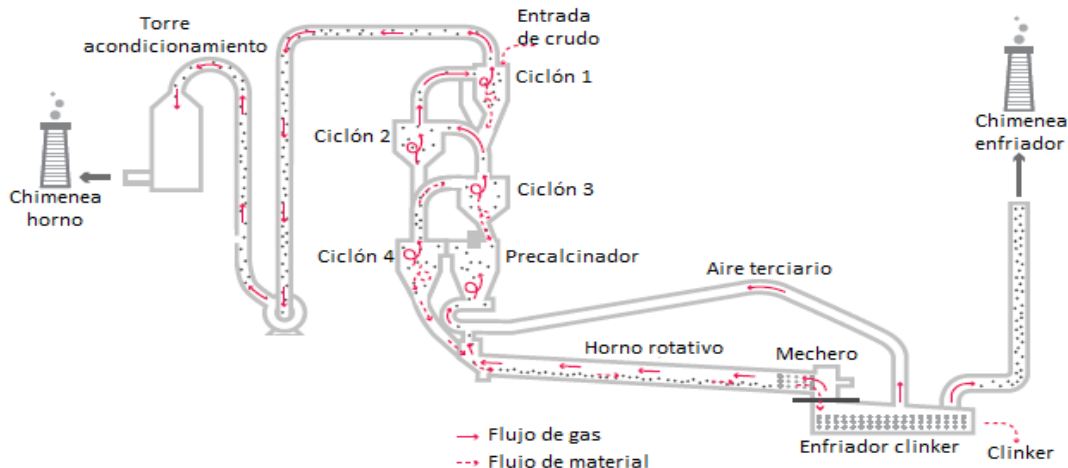


Ilustración 4, esquema flujos de gases

El proceso de clinkerización, comienza al entrar el crudo a 80-100°C por la parte superior de la torre de ciclones. Estos son elementos que llevan a cabo una función de separación mecánica de los gases y el material, debido al propio peso del material, al mismo tiempo que hay un intercambio térmico al estar estos en contacto. Los cambios que este sufre en los ciclones son:

- A 100 °C: Deshidratación o evaporación del agua libre.
- A 400 °C: Descomposición del MgCO₃: MgCO₃ → MgO + CO₂
- Entre 400 °C y 900 °C: Pérdida del agua combinada
- A 800-900 °C: Descarbonatación o descomposición del CaCO₃: CaCO₃ → CaO + CO₂

El material va cayendo por su peso hacia la parte inferior de los ciclones hasta el siguiente nivel, desde el ciclón 1 hasta el 3, donde a la salida de éste el material se distribuye entre el precalcinador y el paso vertical. De esta manera, los gases del horno introducen a la entrada del ciclón 4 el material que procede del paso vertical y del precalcinador, tras pasar por el ciclón 4 el material entra en el horno. Dentro del horno termina la descarbonatación y comienzan la fase de transición y, tras esta, la clinkerización:

- A 1.200 °C: 2CaO + SiO₂ → C₂S
- A 1.250 °C: 4CaO + Al₂O₃ + SiO₂ → C₄AF
- A 1.250 °C: 3CaO + Al₂O₃ → C₃A
- A 1.450 °C: C₂S + CaO → C₃S

Los compuestos que se forman son:

	Fórmula química	Nombre
C₃S	(CaO) ₃ SiO ₂	Silicato Tricálcico o ALITA
C₂S	(CaO) ₂ SiO ₂	Silicato Bicálcico o BELITA
C₃A	(CaO) ₃ SiO ₂ Al ₂ O ₃	Aluminato Tricálcico
C₄AF	(CaO) ₄ Al ₂ O ₃ Fe ₂ O ₃	Ferroaluminato Tetracálcico

Tabla 1, compuestos producido en el horno

El horno es un cilindro giratorio de 65 metros de longitud y 4 metros de diámetro donde al principio, a 1.200 °C, se forma la BELITA que le da al cemento resistencias finales. A 1.250°C se forma la fase líquida (entre el 17% y el 25%), es decir se forman el aluminato tricálcico y el ferroaluminato tetracálcico, que ayuda como catalizador, posteriormente, a la formación de la ALITA a 1.450 °C, que aporta resistencias iniciales y finales.

Una vez el clíner sale por el extremo del horno a 1000°C, se enfría mediante ventiladores, se machaca para reducir algo su tamaño antes de transportarlo a su silo de almacenaje.

Hay tres motivos por los cuales se debe enfriar el clíner:

El primero es que existe el riesgo de que el C_3S se descomponga y se invierta la reacción ($C_3S \rightarrow C_2S + \text{Cal libre}$), por ello se trata de descender la temperatura del clinker lo más rápido posible.

La segunda razón es para aprovechar el calor del clinker en distintas funciones.

Y por último reducir su temperatura lo suficiente como para poder transportarlo y almacenarlo a una temperatura razonable sin que pueda causar daños al equipo.

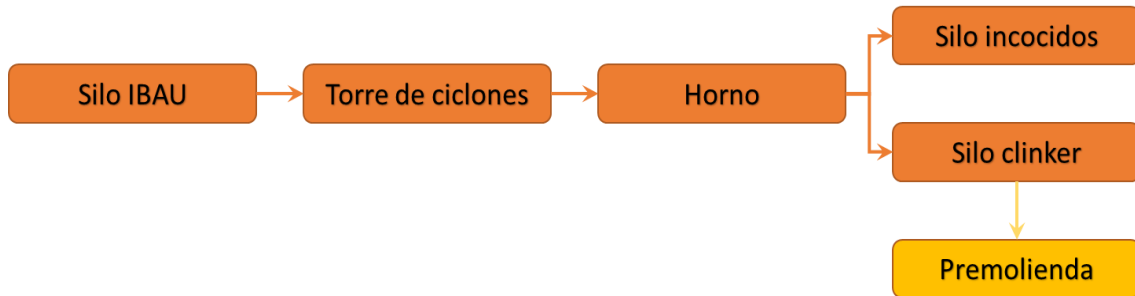


Ilustración 5, esquema área clinker

Cada horno de la fábrica tiene una capacidad nominal de producción de 2500t/día de clinker y el consumo específico del conjunto horno precalcinador es de 3,55 kilojulios por kilogramos de clinker producido.

2.4.4.1. Combustibles utilizados

Para lograr esas temperaturas en el interior del horno y el precalcinador serán utilizados diversos combustibles, al igual que se utilizarán otras combinaciones a la hora de arrancar los hornos después de una parada.

Carbón: Es descargado mediante camiones en la fábrica a dos silos de carbón de 100 toneladas cada uno, se muele en la propia fábrica mediante un molino vertical y después es almacenado en otros tres diferentes silos, uno para cada precalcinador de cada horno y otro silo para la alimentación de los dos mecheros de los dos hornos.

CDR's: Éste es un combustible derivado de residuos, en su mayoría plásticos. Se utilizará para alimentar los precalcinadores. Estos tras la descarga en la fábrica son analizados ya que su composición puede variar mucho en las diferentes remesas, con PCI de entre 16,5-29,3 MJ/kg.

NFU's: Se trata de neumáticos fuera de uso; al igual que los CDR's son únicamente introducidos en los precalcinadores. Tiene un PCI de unos 29,3 MJ/kg.

LODOS Y DISOLVENTES: Es el combustible menos homogéneo de todos los que se utilizan en la fábrica, debido a que varían mucho las características según cada remesa. Tras la descarga, se filtran y se bombean a dos depósitos de 25.000 litros cada uno. Con un PCI de entre 16,7-40,2 MJ/kg. Existen medios para mezclar entre diferentes depósitos y estabilizar un poco el valor de su poder calorífico antes introducirlos en los mecheros de los hornos.

ECOFLEX: Éste proviene de los residuos del aceite mineral usado de los coches, se quema en ambos hornos hasta y tiene un PCI de entre 25-33,4 MJ/Kg. Cuando llega a la fábrica se filtra, analiza y se almacena en un depósito de 100.000 litros.

HARINAS CÁRNICAS: Proviene de los restos de animales que no se aprovechan en el matadero, triturados, cocidos y transportados hasta la fábrica mediante camiones. Se almacenan en un silo de unas 300 toneladas. Se incineran en los dos hornos hasta 7 t/h y los fragmentos más grandes con separados y utilizados con los NFU's en los precalcinadores.

INFORME CONSUMO ENERGÍA TÉRMICA																					
Date/Time	Combustibles tradicionales						Combustibles alternativos														
	Carbón			Fuel			Harinas cárnicas			Lodos y disolventes			Ecoflex			NFU's			CDR's		
Medias semanales	Cons.	P.Calor	%T	Cons.	P.Calor	%T	Cons.	P.Calor	%T	Cons.	P.Calor	%T	Cons.	P.Calor	%T	Cons.	P.Calor	%T	Cons.	P.Calor	%T
08.02.2016 00:00	867.5	3E+07	44.4	14.0	559454	1.0	469.0	9E+06	15.5	46.0	905735	1.6	132.8	3E+06	6.1	334.4	9E+06	16.0	500.6	9E+06	15.4
15.02.2016 00:00	868.6	3E+07	46.1	10.7	427583	0.8	491.1	9E+06	16.8	57.5	1E+06	2.1	152.3	4E+06	7.2	280.7	8E+06	13.9	408.3	7E+06	13.1
22.02.2016 00:00	830.9	2E+07	43.3		0		469.0	9E+06	15.8	0.0	0		162.8	4E+06	7.6	385.3	1E+07	18.7	435.0	8E+06	13.7
29.02.2016 00:00	666.9	2E+07	42.8	14.3	569444	1.1	402.4	8E+06	15.3	9.9	213792	0.4	134.1	4E+06	7.0	322.8	9E+06	17.3	452.1	8E+06	16.0
07.03.2016 00:00	667.8	2E+07	42.9		0		441.0	8E+06	15.4	30.0	590739	1.1	164.8	4E+06	7.9	360.9	1E+07	17.6	474.9	8E+06	15.1
14.03.2016 00:00	745.9	2E+07	45.8		0		449.5	9E+06	16.1	42.0	827221	1.5	158.1	4E+06	7.8	301.4	8E+06	31.4	418.8	7E+06	13.7
21.03.2016 00:00	690.8	2E+07	45.7	14.3	569444	1.2	491.0	9E+06	19.0	80.4	2E+06	3.2	122.9	3E+06	6.5	233.1	6E+06	24.8	333.8	6E+06	11.8
28.03.2016 00:00	861.3	3E+07	46.6		0		281.9	5E+06	9.4	172.1	3E+06	5.9	168.9	4E+06	7.7	359.7	1E+07	16.7	449.3	8E+06	13.6
04.04.2016 00:00	868.1	3E+07	49.6	151.9	6E+06	11.9	124.7	2E+06	4.7	112.8	2E+06	4.3	134.6	4E+06	6.9	225.0	6E+06	11.8	315.1	6E+06	10.8
Suma	7068.0			205.1			3619.6			550.6			1331.3			2803.3			3788.0		
Media		2E+07	45.3		910637	3.2		8E+06	14.2		1E+06	2.5		4E+06	7.2		8E+06	18.7		7E+06	13.7

Tabla 2, consumo de combustibles

2.4.4.2. Preparación del cemento

Desde el silo de clínker, éste puede ser enviado bien a otras fábricas o bien a una prensa para la preparación del cemento en la misma fábrica. Esta prensa, también llamada de premolienda, se utiliza para reducir el tamaño del material antes de ser introducido en los molinos y de esta manera mejorando el rendimiento. Más adelante se añade el yeso, la puzolana o el filler calizo que es un subproducto que se genera durante la fabricación del crudo.

En los silos de adiciones, se pesan mediante una cinta-báscula varios componentes, como el DRG14 que evita que las partículas de polvo se peguen al metal y mejoran la molienda, o bien el Reductor50 para reducir el Cromo VI a Cromo III.

Una vez la mezcla está constituida entra a los molinos de cemento. Son tres molinos horizontales de bolas, que a su vez están divididos en dos cámaras. La cámara inicial es para el molido inicial mientras que la segunda cámara es para el refino. La temperatura en el interior de los molinos se regula mediante la inyección de agua a presión. Cuando el material está molido, se añade las cenizas volantes procedentes de centrales térmicas, que aumentan las resistencias del cemento a corto plazo.

El producto final terminado se almacena hasta su posterior ensacado o bien venta a granel.

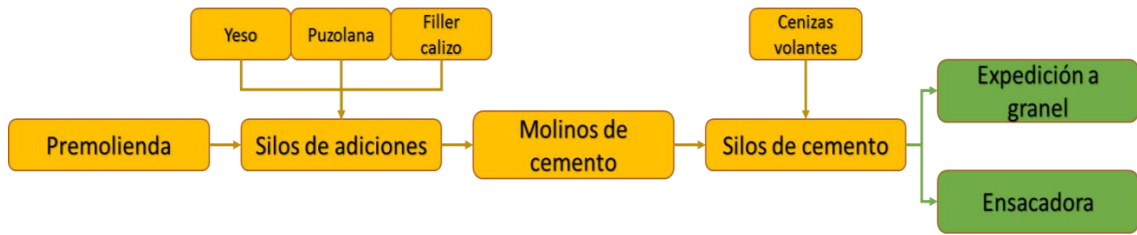


Ilustración 6, esquema área preparación de cemento

CAPITULO III: DESCRIPCIÓN DEL FLUJO DE GASES

3. DESCRIPCIÓN DEL FLUJO DE GASES

En este capítulo se detalla el camino que siguen los flujos gaseosos y su evolución a lo largo del proceso.

3.1. Entradas de aire

Para que la combustión sea posible es necesaria la introducción de aire con oxígeno proveniente del ambiente, el aporte principal será mediante las soplantes en la parte inferior del enfriador de clínker de las que hablaremos más adelante, pero también cabe remarcar la entrada de aire por el mechero del horno, la entrada por el mechero del precalcinador, las entradas de aire falso en el sistema (llamadas así a las entradas de aire no controladas) y el aire que entra por los aerotransportadores de combustible, estas tres últimas son insignificantes con respecto las otras dos por lo que se despreciarán en el cálculo.

3.1.1. Entrada al enfriador de clínker

Este circuito de aire comienza en el enfriador de clínker donde hay una serie de ventiladores (11 en el horno 1 y 8 en el horno 2) que insuflan 196.000 m³/h de aire tomado de la calle por debajo de las parrillas del mismo. Este flujo de aire puede seguir cuatro diferentes caminos:

Aire secundario: Este es el más caliente, entre 900 -1000°C, se introduce por la boca del horno que es donde se encuentra el mechero favoreciendo la combustión gracias a su elevada temperatura. A éste, se le añadirá el aire primario procedente del mechero del horno.

Aire terciario: Este gas es enviado al precalcinador las temperaturas del terciario son de unos 800-850°C y ayudan a la combustión en el mismo. El precalcinador es una parte fundamental en el proceso de cocción, la cual acelera en gran medida el proceso encontrándose a temperaturas de 1050°C.

Molino de carbón: Parte de los gases calientes son enviados al molino para ayudar en la molienda al igual que los molinos de crudo, éste ayuda a secar el material y separar las partículas más finas de las más gruesas.

Hacia los filtros: La parte de aire del enfriador que no se utiliza se manda para el filtro, donde se acondiciona para ser expulsado a la atmosfera mayormente libre de polvo. En este circuito el ventilador de tiro de desempolvado ayuda generando depresión. Estos gases se encuentran entre 200-300°C y tienen un caudal de unos 300.000 m³/h.

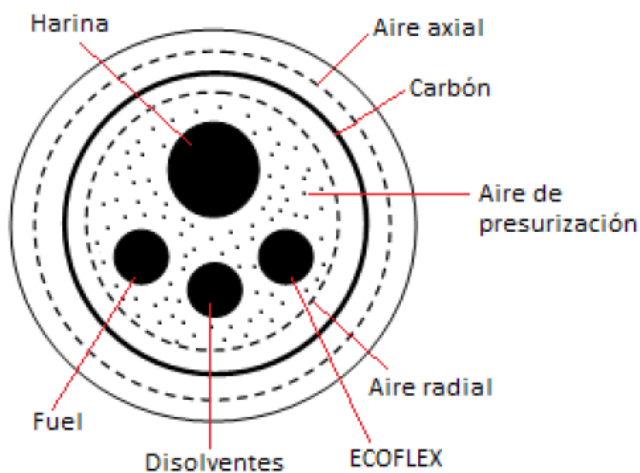
Finalmente, el clínker sale por el extremo del enfriador a 100-120°C.

Estos caudales están en constante cambio ya que se adaptan en función del aire caliente que se necesite en el horno, el precalcinador y el molino de carbón, además, también se regulan al mismo tiempo los ventiladores de tiro del horno y el ventilador de desempolvado.

Debido a que los ciclones generan grandes pérdidas de presión debido a su funcionamiento, el ventilador de tiro del horno se hace fundamental, el cual genera una depresión de 60 mbar manométrica en el interior del circuito, ayudando a la presión que generan desde el otro lado del conducto los ventiladores del enfriador (aire secundario y terciario) y el ventilador del mechero (aire primario). Además, esta depresión en el caso de una brecha en el sistema evita que escape el material.

3.1.2. Entrada por el mechero del horno

La temperatura que alcanza la llama del mechero es de unos 2000°C (temperatura que se necesita para quemar los combustibles alternativos). El mechero tiene varias salidas, las de aire que se verá más adelante, para carbón pulverizado, para las harinas cárnicas, para lodos y disolventes y para el ECOFLEX.



Este será el aire primario, el cual supone el 12% del total de aire de combustión, procede de dos soplantes y se introducirá a través del mechero por tres vías distintas, una central de 320 m³/h, una axial y otra radial.

El aire axial sale por la circunferencia de agujeros exterior mientras que el radial por la más interior con una inclinación de unos 35°. Cada uno de 2200m³/h.

Ilustración 7, sección salida del mechero del horno

3.2. Salida de los gases y posibles localizaciones de los recuperadores de calor

A la hora del estudio del aprovechamiento térmico de estos flujos de gases se debe de tener en cuenta que para que sea viable hay que interceptar esa energía térmica contenida en los mismos con la colocación de intercambiadores de calor, mediante los cuales se pueda absorber ese excedente sobre un fluido térmico.

La viabilidad técnica dependerá en gran medida del espacio disponible para la instalación, ya que la distribución de la planta es bastante compacta. Además, se tendrá que tener en cuenta el polvo en suspensión en los gases, polvo que podría producir erosión sobre los intercambiadores o taponamientos.

Se estudiarán dos distintas opciones, una de ellas será a la salida del intercambiador de ciclones, puesto que se tienen gases con un nivel térmico bastante alto y la siguiente opción será la de la salida de gases del enfriador de clínker hacia los filtros, este flujo de gases se

encuentra a un nivel térmico bastante menor que el anterior, pero un posible sistema ORC permitiría aprovecharlo.

3.2.1. Salida de la torre de intercambio de ciclones

El principal excedente de gases calientes será en que sale por el extremo superior de la torre de ciclones a la salida de los mismos y antes del ventilador de tiro, los cuales se encuentran a 360-400°C. Dependiendo del modo de funcionamiento estos gases circulan por diferentes circuitos:

En marcha directa: cuando el molino de crudo no está funcionando, estos gases son dirigidos hasta una torre de acondicionamiento, mediante agua pulverizada se rebaja la temperatura de los gases hasta 170 grados para que la temperatura de los mismos no dañe el filtro de mangas, que forma parte del filtro híbrido junto con el electroestático. Además, este aporte de agua ayuda a un buen funcionamiento del filtro.

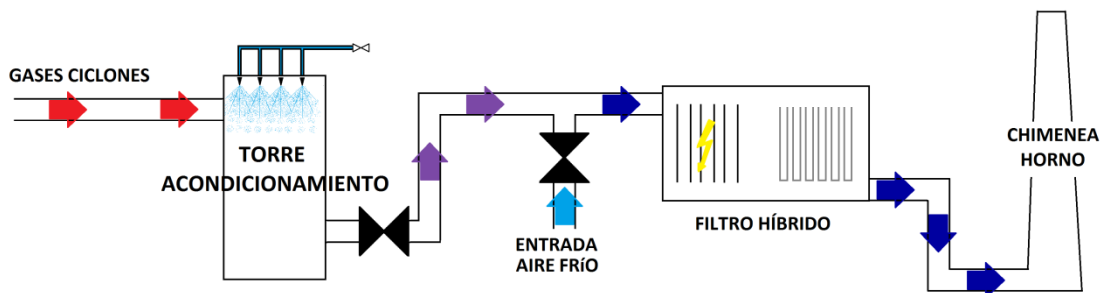


Ilustración 8, esquema flujo gases marcha directa

En marcha mixta: El molino de crudo entra en funcionamiento y parte de los gases se redirigen al mismo para realizar un secado del material y mejorar su molienda. Tras este se encuentran los ciclones del molino que separan el material molido del gas. Previo a la entrada de estos gases en el molino que llegan a unos 350-360°C se mezcla con gases a 80-90°C procedentes de una recirculación con la salida de los ciclones del molino y con aire ambiente para reducir algo su temperatura y no dañar el molino. Una vez los gases procedentes del molino se combinan con los procedentes de la torre de enfriamiento, se vuelven a mezclar con aire ambiente antes de su entrada en el filtro híbrido para evitar el deterioro de las mangas. Tras el filtro, los gases son expulsados a la atmósfera a través de la chimenea.

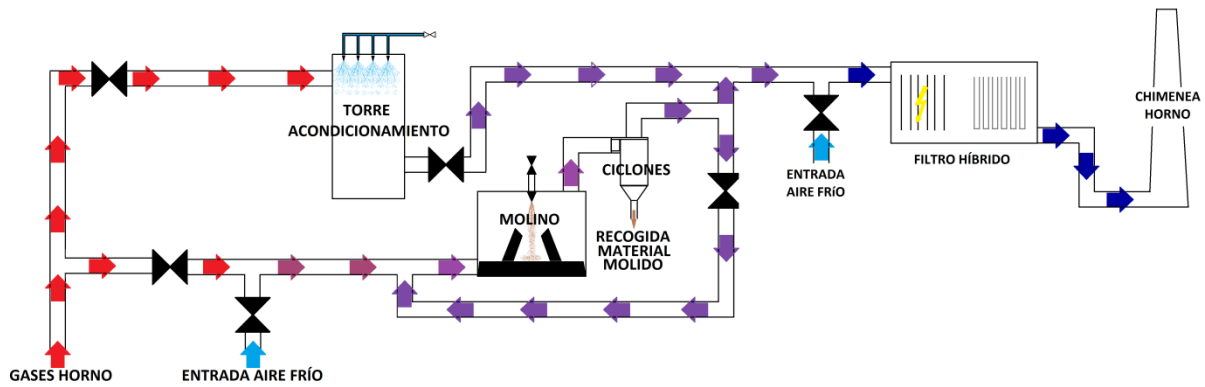


Ilustración 9, esquema flujo gases marcha mixta

En ambos modos de funcionamiento estos excedentes térmicos no son aprovechados. Se mezclan con corrientes frías de aire para rebajar su temperatura en el caso del molino de crudo o bien se enfría mediante chorros de agua en el caso de la torre de enfriamiento.

La localización del recuperador de calor sería en la parte más alta de la torre de ciclones o bien a nivel de suelo antes del ventilador de tiro. Localización a elegir en función de cuestiones estructurales.

3.2.2. Salida del enfriador de clínker

Esta corriente procede de la parte final del enfriador de clínker donde el aire es insuflado por la parte inferior de las parrillas del enfriador, en contacto directo con el clínker, el aire enfría lo enfría aumentando su temperatura. Este flujo de gases calientes sale del enfriador entre 200-300°C hacia los electrofiltros, previos a su escape a la atmosfera. En este caso el funcionamiento del filtro es diferente, no contiene mangas que puedan ser dañadas por las altas temperaturas, sino que es un electrofiltro así pues no es necesario añadir corriente de aire frío como es el caso de los gases a la salida de los ciclones.

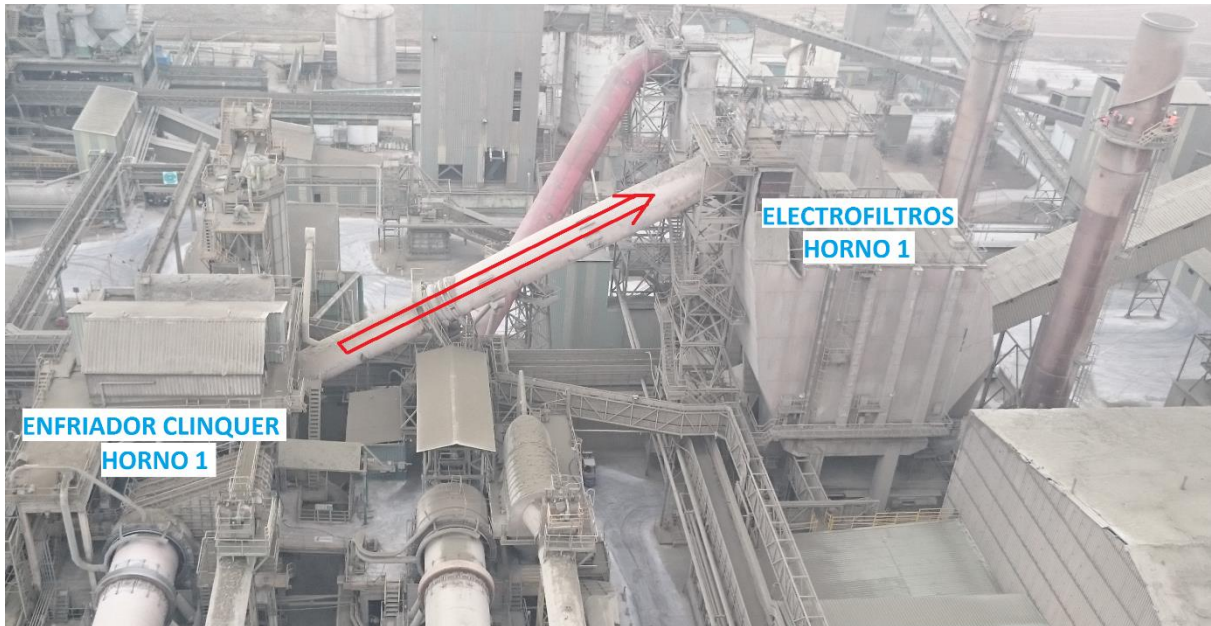


Ilustración 10, salida enfriador de clínker

En la ilustración 10 se puede ver el conducto por el cual circulan los gases procedentes de la parte final del enfriador de clínker, en este caso del horno 1. Pero podemos ver en la misma imagen un sistema paralelo de características muy similares, es el horno 2, del cual se puede también aprovechar el flujo térmico residual. En este caso la opción más adecuada de recuperación debido a las temperaturas sería mediante fluido orgánico en un sistema con Ciclo de Rankine Orgánico (ORC), recuperando directamente sobre el fluido orgánico o mediante un sistema intermedio con fluido caloportador como aceite térmico, posibilidades que serán estudiadas más adelante.

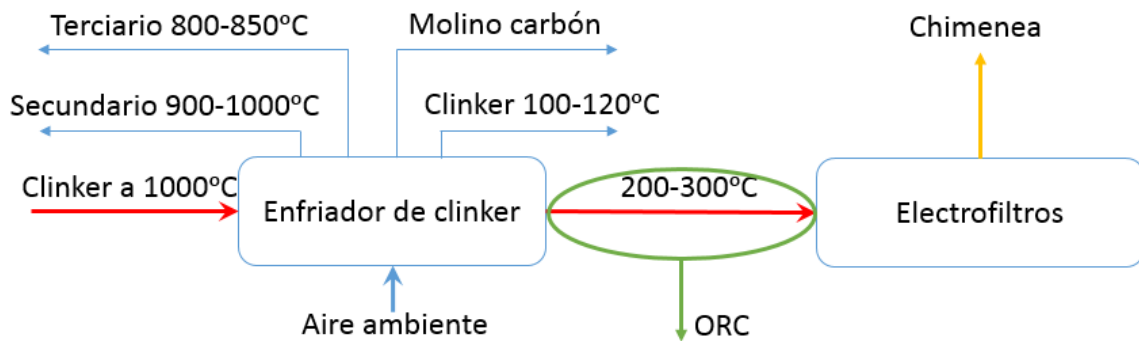


Ilustración 11, esquema flujo de gases del enfriador

Para el estudio de esta corriente se supondrá que el aire al ser insuflado por la parte inferior de las parrillas y al estar en contacto directo con el clínker sufre un calentamiento sensible sin alterar la composición de los gases. Es decir, el aire que sería aprovechado tendría una composición muy parecida al aire atmosférico.

3.3. Recuperación de los excedentes de calor

Como anteriormente se ha visto en una cementera se tienen principalmente dos corrientes de gases calientes que pudieran ser recuperadas, ya sea para la producción de calor a baja temperatura o bien para la producción de energía eléctrica que no tendría que utilizarse de la red eléctrica. Como este tipo de plantas apenas tiene requerimiento de calor a baja temperatura nuestra mejor opción es la recuperación para generación eléctrica.

El calor total que se puede obtener de estas corrientes dependerá del horno, de la humedad del crudo, de la cantidad de calor necesaria en el molino para el secado, de los combustibles y del molino de cemento. Estos excedentes de calor podrían proveer el 30% del total de las necesidades eléctricas de la planta ofreciendo además las siguientes ventajas:

- Se reduciría el consumo eléctrico de la red o bien el consumo de combustibles en plantas con generación propia mediante motores de combustión interna, reduciendo en gran medida los costes de producción.
- Reducirá el impacto ante posibles subidas futuras del precio de la electricidad.
- Aumenta la independencia y fiabilidad energética de la planta.
- Gran aumento de la competitividad de la planta con respecto al resto.
- Disminuye el consumo energético específico de la planta, reduciendo las emisiones de gases con efecto invernadero.

CAPITULO IV: COGENERACIÓN

4. COGENERACIÓN

4.1. Concepto de cogeneración

La cogeneración se refiere a la producción simultánea de dos o más tipos de energía, con sus correspondientes aprovechamientos. Es decir, la producción conjunta de:

Energía mecánica: La cual se puede usualmente aprovechar para la producción de electricidad, bombas o compresores.

Energía térmica: Más útil para la generación de vapor, secaderos, calefacción y refrigeración, por ejemplo.

En la siguiente ilustración se tiene un diagrama con las transformaciones energéticas más usuales a partir de una reacción de combustión usual y el aprovechamiento de su energía térmica.

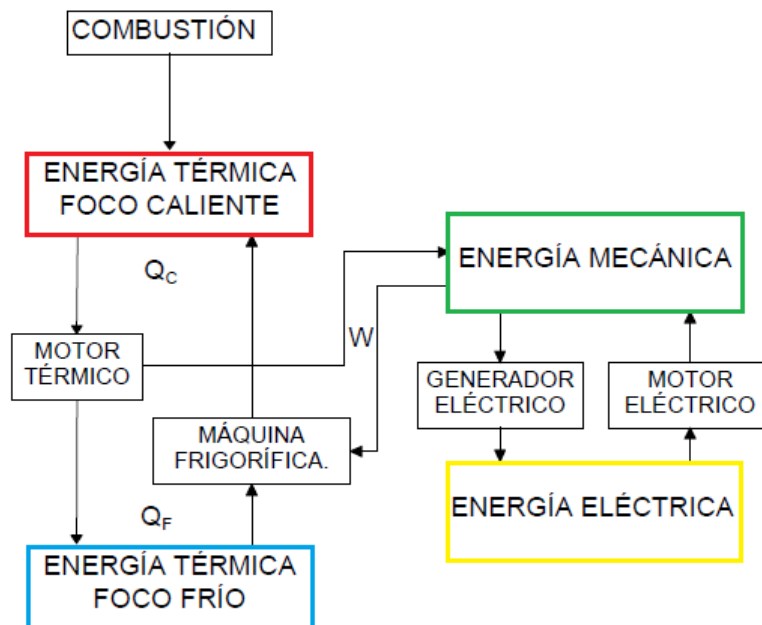


Ilustración 12, esquema transformaciones energéticas

4.2. Marco actual

Estructuralmente, el ajuste de la cogeneración entre 2012 y 2015 ha sido muy profundo. Se ha dejado por el camino un 15% de la producción de electricidad, un tercio de la potencia del sector y un 30% de las instalaciones. En términos económicos, la cogeneración redujo un tercio de la facturación de electricidad, unos 1.200 millones de euros anuales, incrementándose los impuestos energéticos en unos 300 millones de euros al año y reduciéndose la retribución regulada del sector.

Hoy y pese a que cientos de plantas hayan parado, la cogeneración sigue produciendo con alta eficiencia el 10% de la electricidad española, atendiendo las necesidades de energía

térmica en más de 600 industrias por toda nuestra geografía, ahorrando más de 1,6 millones de toneladas equivalentes de petróleo.

La cogeneración es una herramienta de competitividad para muchas industrias que precisan vapor o calor y electricidad. La cogeneración se encuentra en sectores tan diversos como alimentación, automoción, papel, cerámica, azulejos, química, refino y un largo etcétera. Con cogeneración se fabrica el 20 por ciento del PIB industrial, que supone más de 23.000 millones de euros, y de todos esos productos fabricados con cogeneración, el 50 por ciento son exportados con el sello “made in Spain” a mercados de todo el mundo. Más de 200.000 personas tienen su empleo industrial directamente asociado a la cogeneración.

En el ámbito ambiental y especialmente en la acción por el clima, la cogeneración juega un papel fundamental en la industria, porque contribuye a reducir las emisiones, especialmente las de CO₂ asociadas a la actividad industrial, ahorrando cerca del 2% de las emisiones nacionales de CO₂. El potencial de la cogeneración apunta que podría ahorrar un 2% más del consumo de energía primaria en España y reducir la emisión de 4 millones de toneladas de CO₂. En dos etapas, al 2020 y al 2030. Con la mejora en eficiencia energética de 2.500 MWe del parque actual de cogeneración en los próximos 5 años y la instalación de otros 5.000 MW hasta 2030, se lograría una reducción de emisiones de CO₂ asociadas a la actividad industrial de 4 millones de toneladas de CO₂ al año, logrando un 2% por ciento de ahorro de la energía primaria actual, unos 2.200 Ktep al año.

Hablamos de una fórmula sencilla y factible, basada en satisfacer la demanda del calor que necesitan las industrias en sus procesos de fabricación cogenerando el calor con la electricidad. Se trata de invertir en eficiencia, competitividad y acción climática en la industria y todo solo con una medida: la cogeneración.

4.3. Visión particular del presente proyecto

En el caso particular de este proyecto se tratará de aprovechar los gases a la salida del horno, su elevado poder calorífico no es aprovechado ya que este es mezclado con corrientes frías de aire o bien con agua para reducir su temperatura antes de ser utilizados en los procesos a posteriori. Igualmente, dentro de la misma fábrica se estudiará la implantación en diferentes ubicaciones teniendo en cuenta las diferentes limitaciones y requerimientos de cada flujo.

Mediante el calor recuperado de estos gases calientes, el ciclo de Rankine nos permite cogenerar energía mecánica sobre el eje de la turbina y posteriormente transmitirla al generador produciendo electricidad que puede ser consumida por la propia fábrica. También cabe recalcar, que al enfriar en parte los gases de escape en el recuperador, se ahorrará en el consumo de las soplantes de aire falso y torres de refrigeración necesarias para enfriar los gases antes de su entrada en los filtros.

4.4. Tipos de cogeneración

4.4.1. Según la secuencia generación-consumo

Los sistemas de cogeneración pueden clasificarse de acuerdo con el orden de producción de electricidad y energía térmica en:

Los **ciclos de cabecera** (Topping) de cogeneración, son aquellos en los que una fuente de energía primaria, se utiliza directamente para la generación de energía eléctrica. A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía mecánica y la energía térmica resultante.

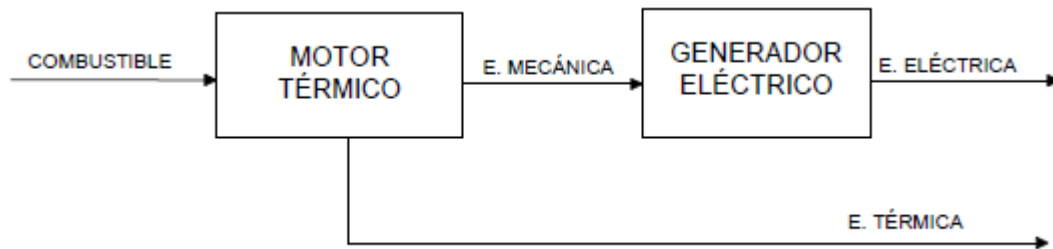


Ilustración 13, esquema ciclo de cabecera

El denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrado a los procesos industriales ya sea para secado, cocimiento o calentamiento, que constituyen el segundo escalón. Este tipo de sistemas se utiliza principalmente en la industria textil, petrolera, celulosa y papel, cervecera, alimenticia, azucarera, entre otras, donde sus requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250 °C a 600 °C.

En los **ciclos de cola** (Bottoming), la energía primaria se utiliza directamente para satisfacer los requerimientos térmicos del proceso del primer escalón y la energía térmica residual se usará para la generación de energía eléctrica en el segundo escalón. Estos ciclos están asociados con procesos industriales en los que se presentan altas temperaturas, superiores a los 450°C.

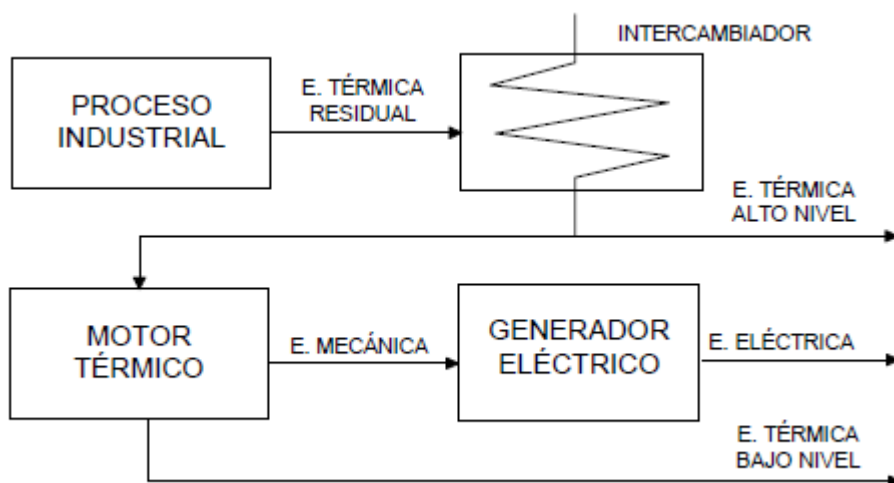


Ilustración 14, esquema ciclo de cola

4.4.2. Según los requisitos de cada necesidad

Se dice que es un **sistema aislado** cuando no hay conexión a la red eléctrica, por lo que el sistema de cogeneración debe suministrar toda la energía eléctrica. Si se produce más energía térmica que la demandada, el exceso se pierde, reduciendo la rentabilidad. En caso necesario se genera adicionalmente energía térmica en un sistema convencional.

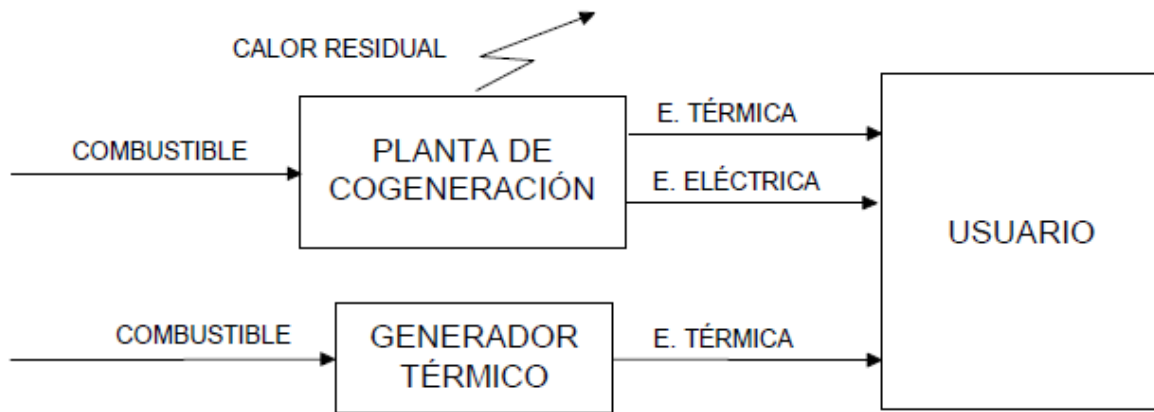


Ilustración 15, esquema sistema aislado

Es un **sistema integrado** cuando existe conexión a la red eléctrica, por lo que el sistema de cogeneración se ajusta para producir la energía térmica demandada. El defecto de energía eléctrica se compra a la red, mientras que el posible exceso se exporta (vende).

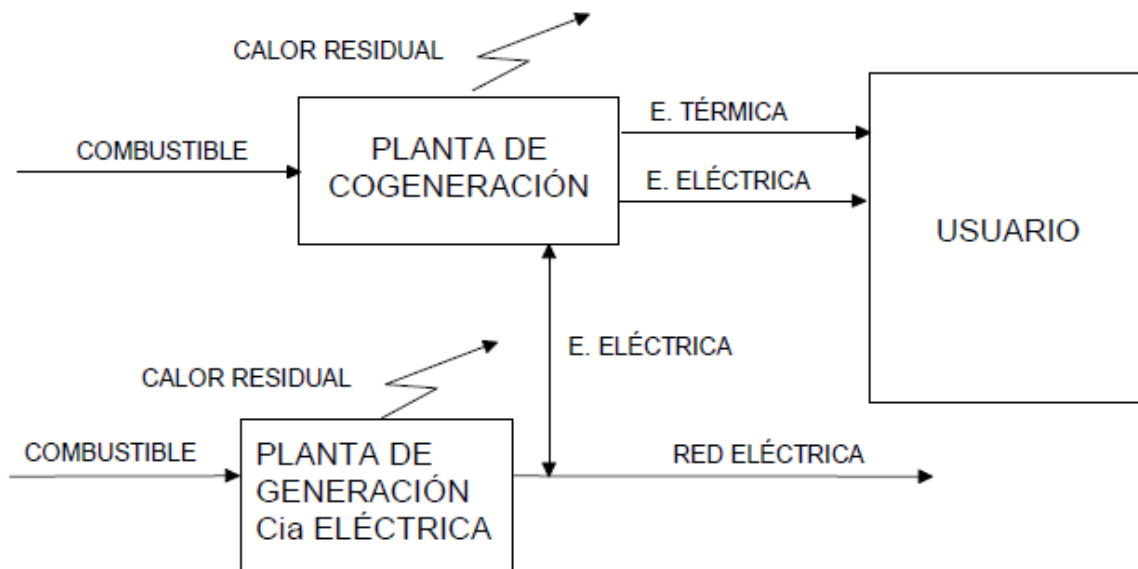


Ilustración 16, esquema sistema integrado

4.5. Ciclo Rankine

Es un ciclo termodinámico que tiene como objetivo la conversión de calor en trabajo, ideal para los ciclos de potencia de vapor. Utiliza un fluido de trabajo que alternativamente se evapora y se condensa, ya sean fluidos orgánicos o el más típico, agua. Mediante un foco lo suficientemente caliente se produce vapor a alta presión en la caldera o evaporador y luego es llevado a una turbina donde éste se expande generando un trabajo sobre el eje de la turbina, este eje girará habitualmente solidario a un generador eléctrico mediante el cual se puede generar electricidad. El vapor a menor presión una vez que sale de la turbina es introducido en un condensador donde cambia a estado líquido y pueda así ser bombeado para reiniciar el ciclo en el interior de la caldera.

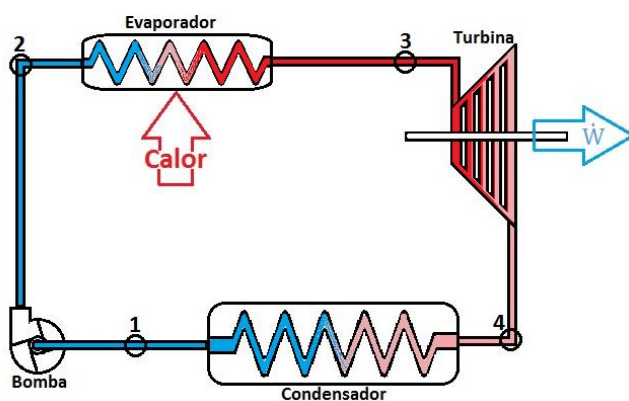


Ilustración 18, ciclo Rankine

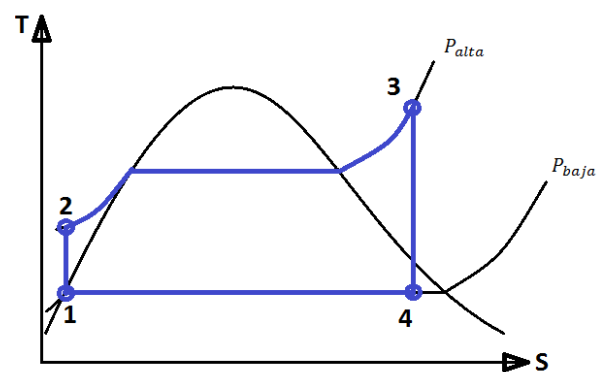


Ilustración 17, diagrama T-S Rankine

4.5.1. Ciclo Rankine ideal

Para explicar el proceso termodinámico se utilizará un diagrama T-S (Temperatura-entropía) en el cual se puede representar el estado del fluido en cada uno de los puntos de nuestro ciclo.

Proceso 1-2: Proceso de compresión isoentrópica del fluido de trabajo en fase líquida mediante una bomba. Mediante la bomba se aumenta la presión del fluido hasta la presión de alta, a la cual entrará el fluido en la caldera.

Proceso 2-3: Se transmite la energía térmica al fluido a presión constante en el interior de la caldera, para obtener el vapor sobrecalentado en la salida de la caldera el fluido pasa por distintas etapas:

- El fluido se calienta hasta alcanzar la curva de saturación del diagrama en la figura, en este punto el fluido se encuentra en estado líquido saturado.
- Se sigue calentando y se introduce dentro del interior de la campana de saturación donde de izquierda a derecha y según la atraviesa cada vez hay más vapor y menos agua, cuando solo hay vapor decimos que está en estado vapor saturado y se encontrará en la parte derecha de la curva de saturación.
- Para finalizar y llegar al punto 3 se sigue aumentando su temperatura y el vapor se sobrecalienta.

Proceso 3-4: El vapor sobrecalentado se expande isoentrópicamente en el interior de la turbina desde la presión de alta (presión de la caldera) hasta la presión de baja (presión del condensador).

Proceso 4-1: Transmisión de calor en el condensador a presión constante desde el fluido de trabajo hacia el circuito de refrigeración, de forma que el fluido de trabajo alcanza el estado de líquido saturado.

4.5.2. Análisis de ciclo energético Rankine ideal

Los cuatro componentes del ciclo (bomba, evaporador, turbina y condensador) son de flujo estacionario por lo tanto los cuatro procesos que en ellos se llevan a cabo descritos anteriormente pueden ser estudiados como procesos de flujo estacionario, con ello se puede deducir que la ecuación de la energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor quedaría así:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

En la caldera y el condensador no existe fricción del fluido con las paredes del conducto por lo que no hay que aportar ningún trabajo, además, la bomba y la turbina son isoentrópicas entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo quedaría:

$$w_{bomba,entrada} = h_2 - h_1 \quad q_{evaporador} = q_{entrada} = h_3 - h_2$$

$$w_{turbina,salida} = h_3 - h_4 \quad q_{condensador} = q_{salida} = h_4 - h_1$$

La eficiencia térmica del ciclo se determinaría:

$$\eta_{tér} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}}$$

Donde: $w_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = w_{turbina,salida} - w_{bomba,entrada}$

4.5.3. Ciclo Rankine real

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo ideal de Rankine ya que existen pérdidas de presión debido a la fricción del fluido en los intercambiadores (Caldera y condensador) así como en el resto de conductos que conectan los diferentes componentes, estas pérdidas de presión se traducen en que el consumo de la bomba debe ser mayor para bombear a más presión de la que necesitaría el ciclo ideal. También hay que tener en cuenta tanto las

perdidas debidas a los rozamientos de los ejes, así como eléctricas o incluso cavitación en la bomba. Otra fuente importante de irreversibilidad serían las pérdidas de calor en todo el circuito, calor que debe de ser aportado de más en el evaporador.

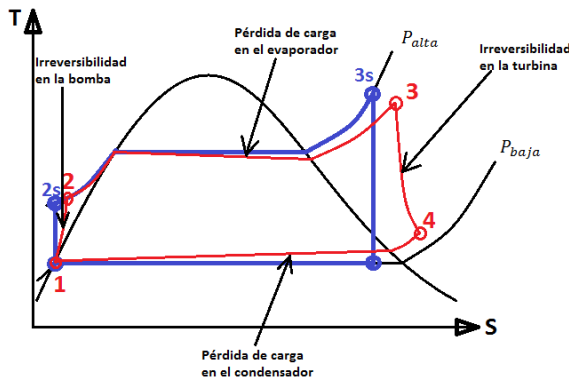


Ilustración 20, diagrama T-S Rankine real 1

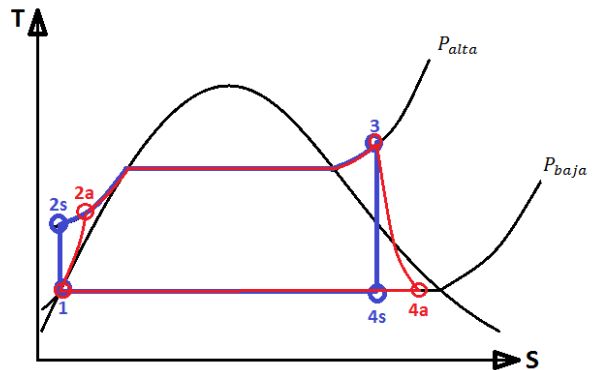


Ilustración 19, diagrama T-S Rankine real 2

La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isoentrópicas pueden ser tenidas en cuenta mediante los rendimientos isoentrópicos:

$$\eta_{s,bomba} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_{s,turbina} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

4.5.4. Mejoras del ciclo Rankine ideal

A la hora de aumentar la eficiencia térmica del ciclo, se debe de tener en cuenta que la temperatura promedio del fluido debe de ser lo más alta posible durante la adición del calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor. Existen tres maneras distintas para lograrlo:

-Reducción de la presión en el condensador:

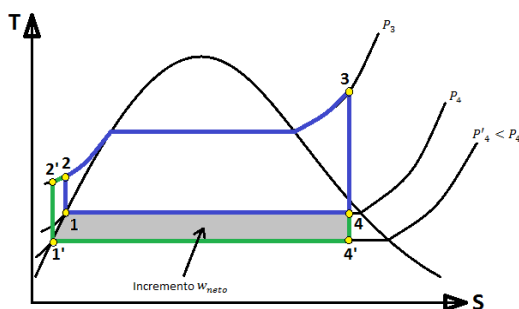


Ilustración 21, diagrama T-S mejora 1

El agua en el interior del condensador está en estado vapor húmedo para la presión correspondiente del condensador, al reducir la presión del condensador, se reduce automáticamente la temperatura del vapor y la temperatura a la cual este es rechazado de la turbina. Se puede ver en la ilustración como esa reducción de la presión desde P_4 a P_4' conlleva un aumento del trabajo neto del ciclo manteniendo las condiciones a la entrada de la

turbina. También aumentan los requerimientos de entrada de calor (representados por el

área bajo la curva 2-2') pero éste aumento es muy pequeño. Los efectos colaterales de la reducción excesiva de la presión en el condensador son; la posibilidad de filtraciones de aire en el condensador y sobre todo el aumento de humedad en la salida de la turbina.

-Incremento de la temperatura de entrada a la turbina:

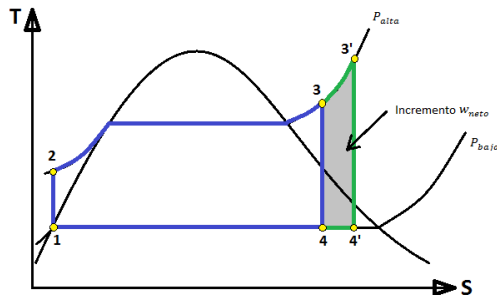


Ilustración 22, diagrama T-S mejora 2

Aumentando la temperatura a la cual el vapor entra en la turbina y manteniendo la presión en la caldera, se logra un aumento en el trabajo neto (representado mediante el área bajo la curva 3-3'). Además, este aumento en la temperatura del vapor es positiva para reducir la humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, humedad que es muy negativa ya que reduce el

rendimiento y puede erosionar los álabes. La temperatura máxima a la cual se puede calentar

el vapor está limitada por consideraciones metalúrgicas, pero esta temperatura podría aumentar en el caso de mejora de los materiales actuales o descubrimiento de nuevos materiales más resistentes al calor.

-Incremento de presión en la caldera:

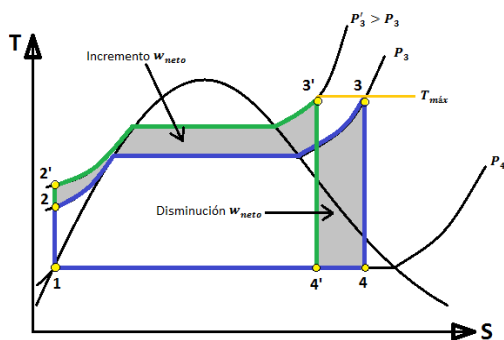


Ilustración 23, diagrama T-S mejora 3

Aumentando la presión en la caldera se aumenta de la misma manera la temperatura de ebullición. De esta manera se hace mayor también la temperatura promedio a la cual se cede calor al fluido incrementado la eficiencia del ciclo. Al aumentar la presión a la entrada de la turbina manteniendo la misma temperatura se puede ver en la ilustración como el ciclo se desplaza hacia a la izquierda aumentando así el contenido en humedad a la salida de la turbina. Este efecto indeseable puede corregirse recalentando el vapor.

Las presiones de funcionamiento de las calderas han ido aumentando paulatinamente en los últimos años, hasta lograr superar los 30 MPa. Actualmente muchas de las centrales de generación eléctrica funcionan a presiones supercríticas (>22.06 Mpa).

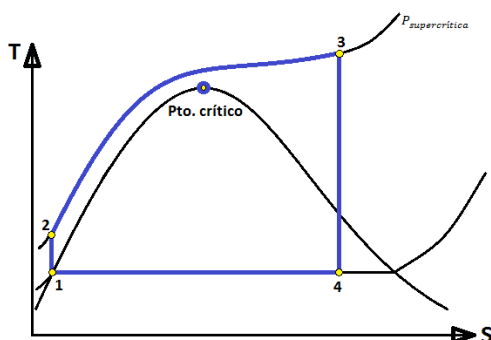


Ilustración 24, diagrama T-S supercrítico

4.5.5. Recalentamientos en el ciclo Rankine ideal

Como se ha visto en el capítulo anterior el impedimento más importante a la hora de la mejora del ciclo de Rankine mediante el aumento de la presión en la caldera es la humedad en las etapas finales de la turbina, para combatir este problema se tienen dos posibilidades:

- Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de entrar en la turbina, esta solución sería deseable pues también aumentaría la temperatura promedio de calor cedido al vapor y por tanto la eficiencia, pero no es una solución viable ya que se tendría que aumentar la temperatura a valores metalúrgicamente inseguros.

- Expandir el vapor en dos o más etapas y recalentarlo entre ellas. La primera parte de la expansión se realizará en la turbina de alta presión isoentrópicamente, a la salida de ésta el vapor se recalienta a presión constante normalmente hasta la temperatura de entrada de la turbina de alta, posteriormente la segunda expansión sucede en la turbina de baja presión isoentrópicamente hasta la presión del condensador.

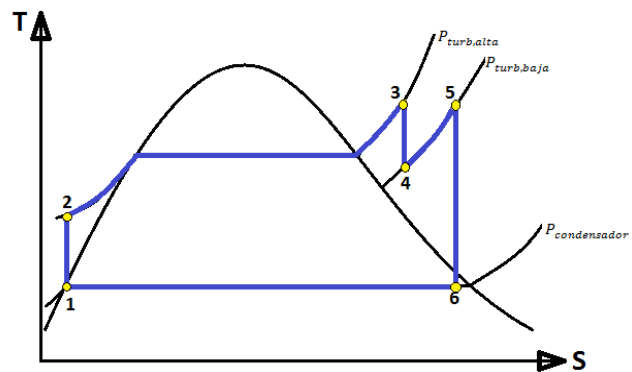


Ilustración 25, diagrama T-S recalentamiento

$$q_{entrada} = q_{primario} + q_{recalentamiento} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{total} = w_{turb,alta} + w_{turb,baja} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$

El recalentamiento puede introducir una mejora de la eficiencia de un 4-5% gracias al aumento de la temperatura media del calor que se transfiere al fluido.

4.5.6. Ciclo Rankine ideal regenerativo

Mencionado anteriormente, la eficiencia del ciclo está íntimamente ligada a la temperatura promedio del calor cedido al fluido, esta temperatura promedio se ve afectada en gran medida por las bajas temperaturas del fluido tras su paso por la bomba (agua de alimentación).

La opción más viable como se detalla a continuación consistirá en realizar diversas extracciones de vapor en las turbinas para calentar esta agua de alimentación mediante un intercambio ya sea en mezcla o mediante intercambiadores.

- **Calentadores abiertos de agua de alimentación:**

También llamados calentadores de contacto directo. El procedimiento consiste en una cámara de mezclado donde el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de

alimentación. En condiciones ideales a la salida de la cámara de mezclado se tiene líquido saturado a la presión del calentador principal. La eficiencia del ciclo aumenta más aún cuanto mayor sea el número de calentadores de agua de alimentación, es decir, cuanto mayor sea la temperatura promedio del calor cedido al fluido. El número máximo de calentadores se calcula en base a consideraciones económicas, se pueden encontrar grandes centrales con hasta 8 calentadores.

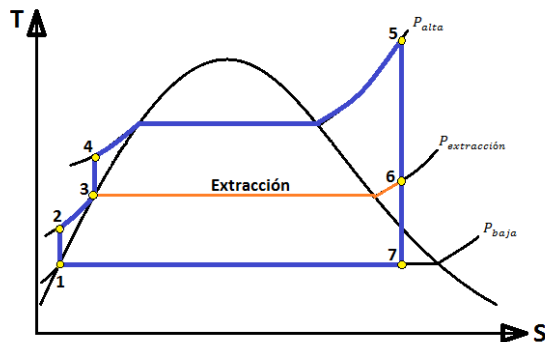


Ilustración 26, diagrama T-S extracción

$$q_{entrada} = h_5 - h_4$$

$$y = \dot{m}_{5'} / \dot{m}_5$$

$$q_{salida} = (1 - y)(h_6 - h_1)$$

$$W_{turb,salida} = (h_5 - h_{5'}) + (1 - y)(h_{5'} - h_6)$$

$$W_{total,bombeo} = (1 - y)W_{bombaI} + W_{bombaII}$$

- **Calentadores cerrados de agua de alimentación:**

En este tipo de calentadores el calor del vapor procedente de las extracciones se transmite al agua de alimentación sin haber mezcla, de esta manera pueden estar a diferentes presiones. En un calentador cerrado de agua de alimentación ideal el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de salida del vapor extraído, que idealmente sale del calentador como líquido saturado a la presión de extracción, en la realidad no es así ya que se requiere de unos grados de diferencia para la transmisión de calor y además existes unas pérdidas de presión por fricción del fluido con las paredes.

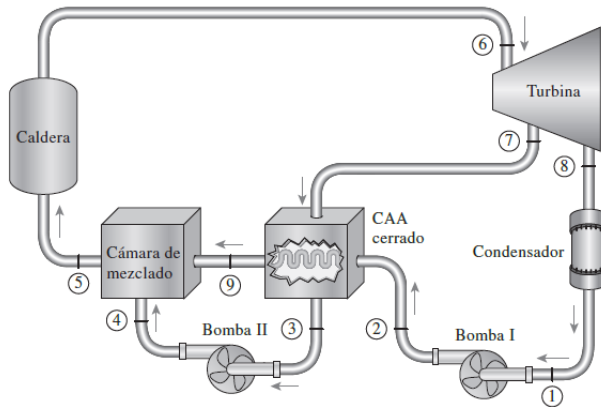


Ilustración 28, extracción

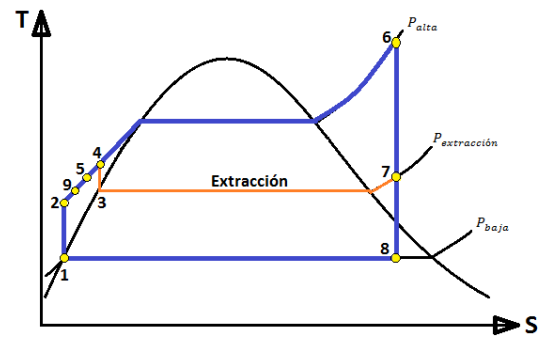


Ilustración 27, diagrama T-S extracción 2

4.6. Ciclo Rankine orgánico

El ciclo de Rankine orgánico (ORC), se asemeja en gran medida al ciclo de Rankine convencional de agua/vapor, solo que el fluido de trabajo utilizado es orgánico y de elevado peso molecular. La justificación de la utilización de estos fluidos es porque en el evaporador serán utilizadas fuentes de calor a medio/bajo nivel de temperatura, normalmente menores de 300 grados centígrados, por lo que se requieren fluidos cuyo punto de ebullición sea menor.

En el ciclo convencional el único fluido de trabajo que será utilizado será el agua, sin embargo, en un ciclo ORC se disponen de numerosas posibilidades. Desde los 80 y 90 del pasado siglo se viene planteando la posibilidad de sustituir el agua como fluido de trabajo en el ciclo, ya sean hidrocarburos o refrigerantes.

Gran parte del diseño de equipos y rendimientos dependerá en gran medida de las propiedades termodinámicas del fluido escogido. De ahí la gran importancia de realizar una cuidadosa selección que se ajuste a nuestras condiciones.

4.6.1. Análisis del ciclo ORC

El sistema puede ser de intercambio directo, en cuyo caso el fluido orgánico recuperará la energía de la fuente de calor, o mediante un fluido térmico intermedio, en este caso el calor será recuperado primeramente mediante un aceite térmico intermedio y tras ello intercambiaremos su energía con el fluido orgánico.

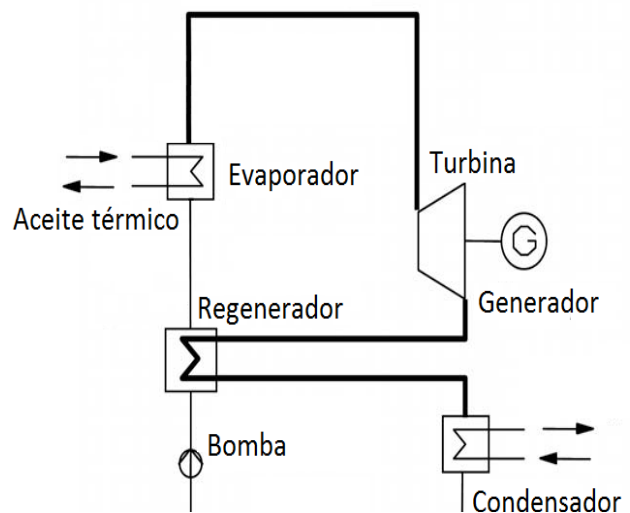


Ilustración 29, Rankine orgánico regenerativo

Se realizará el análisis teniendo en cuenta que en la recuperación de calor del proceso se llevará a cabo sobre un aceite térmico que permita situar el equipo ORC en cualquier lugar y recuperar de diferentes excedentes térmicos con el mismo fluido.

El aceite térmico será la entrada de energía térmica en el ciclo ORC por el primario del evaporador, cediendo su energía calorífica en el secundario al fluido orgánico. El fluido en estado vapor sobrecalentado se expandirá en la turbina generando un par sobre el eje de la misma el cual se aprovechará para la generación eléctrica.

A la salida de la turbina, el vapor continúa hasta el regenerador, en el caso de su utilización, donde el calor será aprovechado aumentando la temperatura del fluido a la entrada del evaporador. De esta manera se podrá mejorar el rendimiento del ciclo.

Tras su paso por el regenerador el fluido se enfría, condensándose antes de su entrada en la bomba y reiniciar el ciclo.

4.6.2. Ventajas y tipos de fluidos orgánicos

Los fluidos orgánicos presentan una serie de **ventajas con respecto al agua**, como pueden ser:

- Pendiente nula o positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-S, permitirá introducir el vapor saturado en la turbina sin peligro de que pueda haber humedad que pueda dañarla a la salida
- Reducida entalpía latente de vaporización, esto dará la opción compactar mucho el equipo ya que la mayoría del aporte de calor se va a realizar sin cambio de fase en el fluido.
- Temperatura y presión crítica reducidas, permitirá la posible implantación de ciclos supercríticos, que más adelante veremos, con mayor facilidad que con el agua.
- Presión de condensación a temperatura ambiente superior a la atmosférica, debido a la generación de depresión en los sistemas de condensación pueden generarse entradas de aire en el circuito, con la consecuente necesidad de desaireadores o sistemas de extracción de incondensables, como se puede encontrar en instalaciones que utilizan agua como fluido de trabajo.

Los **fluidos de trabajo** se clasificarán en **tres grupos**:

- **Hidrocarburos naturales**: como Propano, Butano, Pentano, Hexano, Octano, Nonano, Dodecano, etc. Los de menor número de carbonos (Propano, Butano y Pentano) presentan temperaturas críticas de 250°C o menos, y presiones de condensación a temperatura ambiente superiores a la atmosférica, al contrario, los de mayor número de carbono poseen mayores temperaturas críticas pero menores presiones de condensación menores a la atmosférica.
- **Hidrocarburos halogenados**: En la siguiente tabla podemos ver una relación en la cual podemos ver como éstos se comportan como los hidrocarburos naturales de bajo número de carbonos, siendo la temperatura crítica algo más baja. El inconveniente de los estos es que se descomponen al sobrepasar un límite de temperatura, en torno a 200°C normalmente.

Fluidos de trabajo	Temperatura crítica [°C]	Presión crítica[bar]	Temperatura de saturación (1 bar)[°C]	Presión de saturación (20°C)[bar]
R134a	101,1	40,6	-26,4	5,7
R227ea	101,8	29,3	-16,6	3,9
R236fa	124,9	32	-1,8	2,3
R245fa	154	36,5	14,8	1,2
R141b	204	42,1	31,7	0,7
R365mfc	186,9	32,7	39,8	0,5
Ciclohexano	280,5	40,8	80,3	0,1

Tabla 3, fluidos orgánicos hidrocarburos halogenados

- **Aceites silicónicos o siloxanos:** sus propiedades son parecidas a los hidrocarburos naturales de mayor número de carbonos. En la tabla 4 se pueden ver algunas de sus propiedades:

Fluidos de trabajo	Temperatura crítica [°C]	Presión crítica[bar]
D4(octametilciclotetrasiloxano)	313,4	13,32
D5(decametilciclopentasiloxano)	346	11,6
D6(dodecametilciclohexasiloxano)	372,6	9,61
MDM(octametiltrisiloxano)	290,9	14,15
MD2M(decametiltetrasiloxano)	326,3	12,27
MD3M(dodecametilpentasiloxano)	355,2	9,45
MD4M(tetradecametilhexasiloxano)	380,1	8,77
MM(hexametildisiloxano)	245,6	19,39

Tabla 4, fluidos orgánicos siloxanos

En la tabla 5 se puede comprobar una relación de algunos de los fabricantes con sus respectivos rangos de temperatura y potencias instalables.

Fabricante	Potencia	Rendimiento eléctrico	Temperaturas	Fluido de trabajo	Tecnología	Sitio Web	Otros
ORMAT OEC	250kW-20MW	Sin datos	Sin datos	Sin datos	Sin datos	http://www.ormat.com	Con soporte específico y experiencia con cementeras
TURBODEN	200kWel-15MWel	En torno al 20%	En torno a 280°C	Aceite de silicona	Turbina radial de dos etapas	http://www.turboden.com	Con soporte específico y experiencia con cementeras
GMK	2 MWt-25MWt 0,5MWel-5MWel	9%-21% (Dependiendo de la fuente de calor)	>200°C	Sin datos	Hasta 500kW sin fin Desde 500kW turbina KK&K	www.gmk.info	Con soporte específico y experiencia con cementeras
AQYLON	4MWt-22MWt 0,5MWel-5MWel	Hasta el 22%	310°C-210°C	Sin datos	Turbina	http://www.aqylon.com	Componentes en módulos de fácil transporte e instalación
VAS Energy Systems	2MWt-25MWt	15%-20%	Sin datos	Sin datos	Sin datos	http://www.vas.co.at	
Siemens	0,3MWel-2MWel	18,4%-19,5%	300°C-240°C	Aceite de silicona	SST-060	http://www.energy.siemens.com/	
ADORATEC	300 kWel-2,4 MWel	15%-18%	>250°C	Sin datos	Turbina	www.adoratec.com	

Tabla 5, relación fabricantes-fluidos orgánicos-potencias

En el siguiente diagrama T-S podemos ver la campana de saturación del agua junto con la del refrigerante R245fa y el ciclohexano con las líneas isobaras a 1, 10 y 25 bares de presión para los tres fluidos. La superficie encerrada bajo las campanas de saturación nos indica la entalpía aprovechable en nuestro ciclo termodinámico y como se puede ver son significativamente menores comparados con la del agua, esto nos lleva a que el flujo másico tendrá que ser significativamente mayor para obtener la misma potencia.

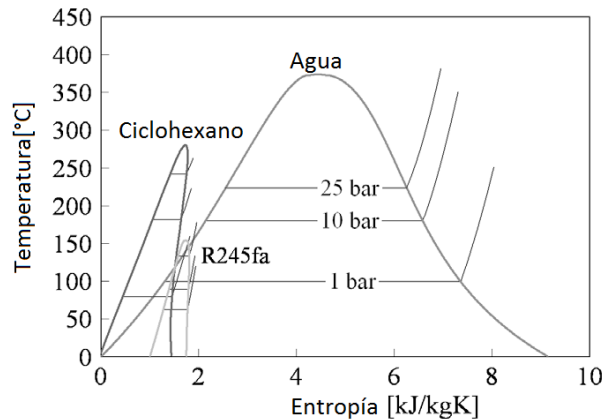


Ilustración 30, comparativa campana de saturación del agua con fluidos orgánicos

4.6.3. Tipología ORC

En los ciclos ORC normalmente la expansión en las turbinas se realiza en un solo escalonamiento, la regeneración consiste en el aprovechamiento del vapor a la salida de la turbina, a diferencia que en las centrales donde se utiliza agua como fluido de trabajo que esta regeneración consisten en una o varias extracciones en la turbina.

Una vez expandido en la turbina, el vapor que sale de la misma se dirige a un intercambiador donde calentará el fluido procedente de la bomba antes de su entrada al evaporador. También se podrán encontrar ciclos básicos donde la salida de la turbina irá directamente al condensador y la entrada al

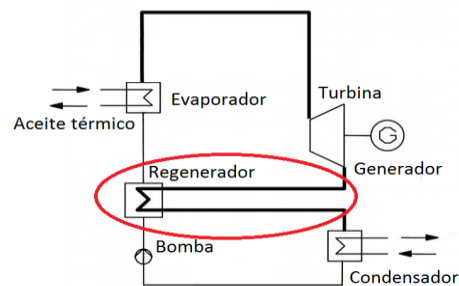


Ilustración 31, esquema ORC regenerativo

evaporador proviniera de la bomba.

La regeneración requiere de la búsqueda del punto de equilibrio entre el incremento de temperatura del fluido a la entrada de la caldera de recuperación y el aprovechamiento del calor retirado de la fuente de calor. Para ello depende en gran medida el tipo de ciclo que se seleccione, ya que si es supercrítico la temperatura a la salida de la turbina será mucho mayor que si es un ciclo subcrítico

Abajo se puede ver una simulación del ciclo en el **programa Termograf** realizado con isopentano y regeneración, en el de la izquierda se aprecia es el ciclo subcrítico, es decir, el fluido se encuentra en estado vapor saturado a la entrada de la turbina.

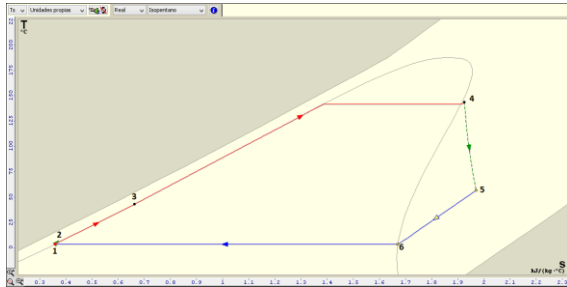


Ilustración 33, ciclo subcrítico isopentano

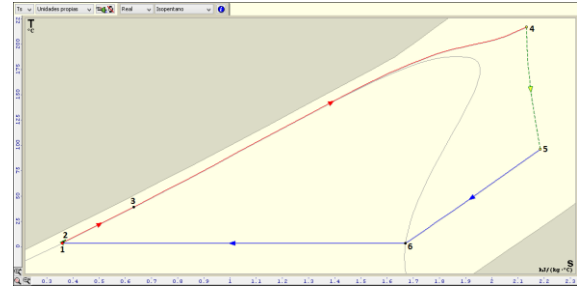


Ilustración 32, ciclo supercrítico isopentano

Evidentemente la regeneración en el caso supercrítico aumentará en mayor medida el rendimiento del ciclo, ya que los niveles de temperatura a la salida de la turbina (punto 2) son mayores y por lo tanto la energía que podemos extraer del fluido expandido.

4.6.4. Ventajas e inconvenientes del ciclo ORC

Numerosas son las ventajas de recuperar un excedente térmico, ya que es energía que no se aprovecha y que puede aumentar el rendimiento de una planta en gran medida. A continuación, se listan las **ventajas del uso de un sistema ORC** en lugar de un sistema Rankine convencional:

- Debido a que la velocidad de rotación es menor, no hace falta reductora, y por lo tanto las pérdidas mecánicas son menores.
- Es un ciclo completamente cerrado y gracias a las propiedades de los fluidos orgánicos no existe la corrosión y el sistema no pierde fluido de trabajo salvo rotura, además, algunos fluidos tienen buenas propiedades lubricantes.
- Gran rendimiento térmico del ciclo, 95-98%.
- Rendimiento eléctrico, 25-30%.
- Rendimiento de la turbina, 80%.
- Poco ruidosos, compactos, muy regulables y bajo mantenimiento.
- Ausencia de erosión en los álabes gracias a la inexistencia de gotas
- Larga vida útil de los equipos.

Entre los **inconvenientes** podemos encontrar:

- Existen sistemas modulares premontados, pero las emisiones de cada industria son diferentes y puede que no se adapten a la perfección y cabe la posibilidad de tener que fabricarlo 'a medida'.

-La alta densidad de los fluidos orgánicos, limita la velocidad del mismo y como consecuencia la de la velocidad de giro de la turbina y la generación eléctrica, esto puede suponer un límite en cuanto a las posibilidades de implantación se refiere.

4.6.5. Ciclo Rankine Kalina

Este es otro ciclo Rankine, pero en el que se utiliza una mezcla de agua y amoníaco como fluido de trabajo, lo que permite una extracción de la energía más eficiente de la fuente caliente. Este ciclo se aprovecha de las ventajas de este fluido de trabajo para trabajar con fuentes de calor bastante variables o de bajo nivel térmico.

Con rangos de temperatura de trabajo desde 95-535°C y pudiendo llegar a ser desde un 15 a un 25% más eficiente que un ciclo ORC al mismo nivel de temperatura, este ciclo sería una de las opciones a considerar en recuperación de calor residual. Las características principales de este ciclo son:

- Puede utilizarse en aplicaciones de menores temperaturas que un ciclo Rankine convencional.
- Buena capacidad de respuesta ante variaciones bruscas de temperatura en la fuente de calor.
- No inflamable.
- Esta tecnología se encuentra en una etapa bastante temprana de su desarrollo y por lo tanto tiene bastantes limitaciones en cuanto a experiencia y suministradores se refiere.

CAPITULO V: ESTUDIO REALIZADO

5. ESTUDIO REALIZADO

Como ya se ha mencionado anteriormente, en el caso de una cementera de este tipo, existen dos efluentes de gases calientes los cuales son posibles a nivel de implantación de un sistema ORC. Esto quiere decir que, para un óptimo aprovechamiento de las posibilidades, se propondrán diferentes opciones para el aprovechamiento energético de sendos efluentes, ya sean recuperadas por separado o en conjunto.

Además de todo esto, la planta consiste en dos líneas de producción en paralelo por lo cual también se tendrá que proponer una solución o bien por separado o bien en conjunto, o incluso la posibilidad de un solo sistema ORC con cuatro recuperadores a aceite térmico en los cuatro efluentes. Todo ello supondría una red de aceite térmico y un solo intercambiador de aceite a fluido orgánico con el cual trabajaría nuestro sistema ORC.

5.1. Planteamiento de las posibilidades de recuperación

5.1.1. Recuperación a salida enfriador un solo horno

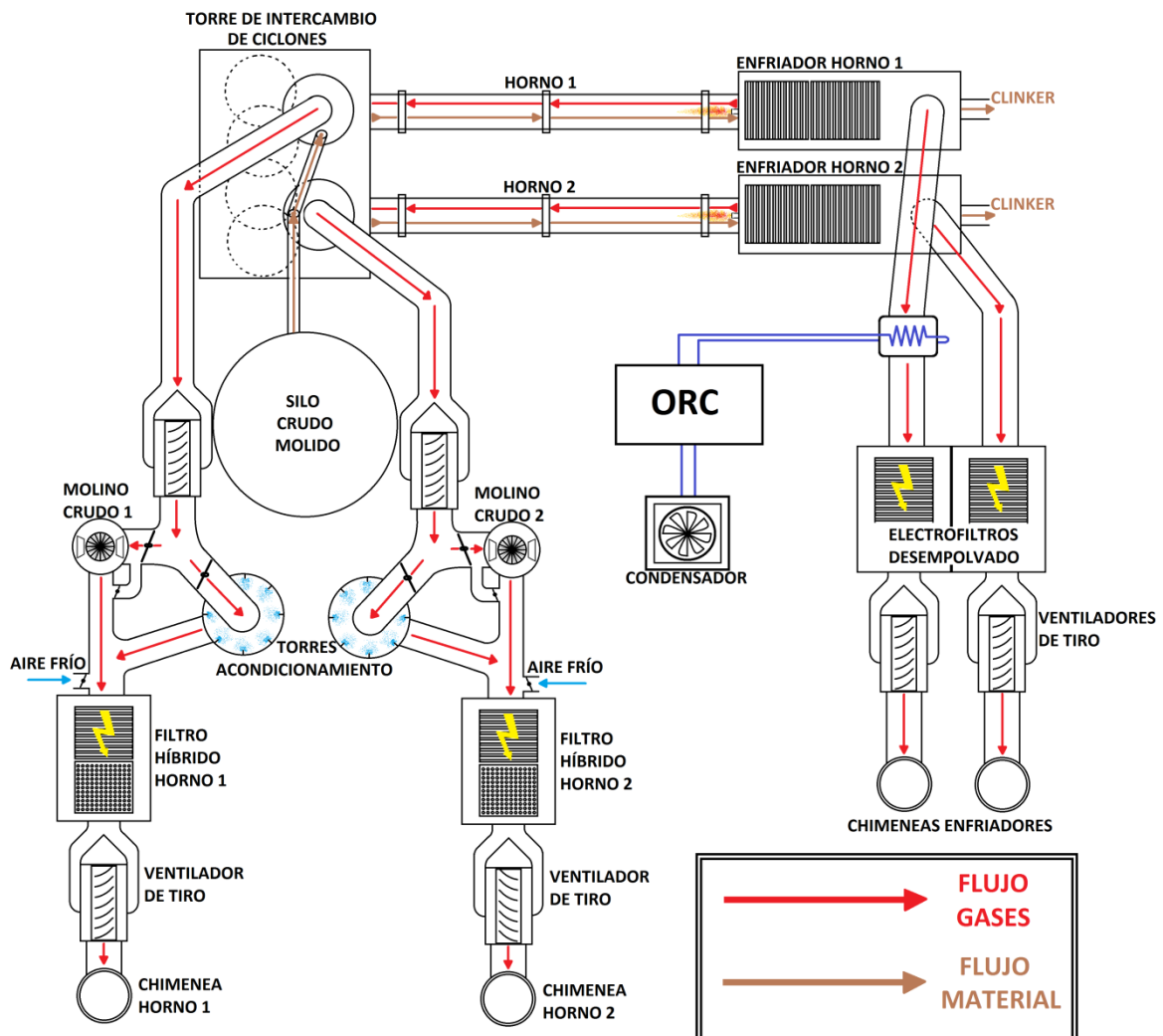


Ilustración 34, esquema recuperación enfriador

Se planteará una solución para recuperar el efluente para cualquiera de las salidas de los enfriadores de clínker. Las propiedades termodinámicas del efluente y las características físicas del sistema de recuperación serán muy similares en ambos casos y por lo tanto se considerará el cálculo como válido para los dos hornos.

La composición de estos gases sería muy parecida a la atmosférica, es decir, en torno a un 21% de oxígeno y un 79% de Nitrógeno, el resto de componentes gaseosos están en porcentajes a efectos de cálculo despreciables. La temperatura del mismo es bastante variable. Esto se debe a que se insufla más o menos aire debajo de las parrillas del enfriador en función de la cantidad de material que caiga a fin de que este sea enfriado siempre a la misma temperatura. Por lo tanto, si por algún motivo hubiera algún taponamiento de material en algún lugar del horno y en un momento determinado cayera hasta el enfriador una mayor cantidad de material, el sistema aumentaría este caudal de aire y además es posible que las temperaturas aumenten bastante, con picos de hasta 500 grados de máxima temperatura y mínimos de 170 grados en funcionamiento normal. Lo mismo ocurre con los caudales en cuyo caso podemos encontrar valores máximos de hasta $330.000 \text{ m}^3/\text{h}$ y mínimos de $150.000 \text{ m}^3/\text{h}$ en funcionamiento normal.

Para el cálculo de la potencia térmica extraíble de este flujo de gases, se tomará como referencia el horno 1, se calculará una media de los caudales y temperaturas del mismo, así se podrá tener una primera idea de la energía que sería posible aprovechar. El cálculo fue realizado durante horas de funcionamiento normal de la fábrica, durante los cuales no hubo picos extraordinarios de caudal ni temperatura obteniendo una temperatura media de $263 \text{ }^\circ\text{C}$ y $291.250 \text{ m}^3/\text{h}$.

Cálculo de la potencia extraíble enfriador del horno 1:

El flujo de calor máximo recuperable vendrá dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m} \int_{T_{Sal}}^{T_{Ent}} C_p dT$$

Siendo:

\dot{m} : Flujo másico de la mezcla de gases

C_p : Calor específico de la mezcla de gases

T_{Ent}, T_{Sal} : Temperaturas de entrada y salida del recuperador respectivamente

Calculados estos datos en el anexo, el flujo de calor que se podría obtener del efluente, tomando como temperatura de entrada en el recuperador la temperatura a la salida del enfriador y en función de la temperatura de salida del recuperado tenemos:

Tª final sistema de recuperación	kW
60	12.089
80	10.906
100	9.722
120	8.535
140	7.346
160	6.155
180	4.962
200	3.767
220	2.570
240	1.370
260	168

Esto quiere decir que si a la entrada del recuperador se tuviese esa mezcla de gases con esa concentración se podrían extraer 12.089 kW térmicos reduciendo su temperatura hasta 60 grados, mientras que el resto se perdería en forma de calor al ambiente. Esta potencia se puede extraer en el intercambiador mediante el fluido caloportador o bien directamente mediante el fluido orgánico.

Tabla 6, potencia térmica enfriador

5.1.2. Recuperación a la salida de la torre de ciclones en un solo horno

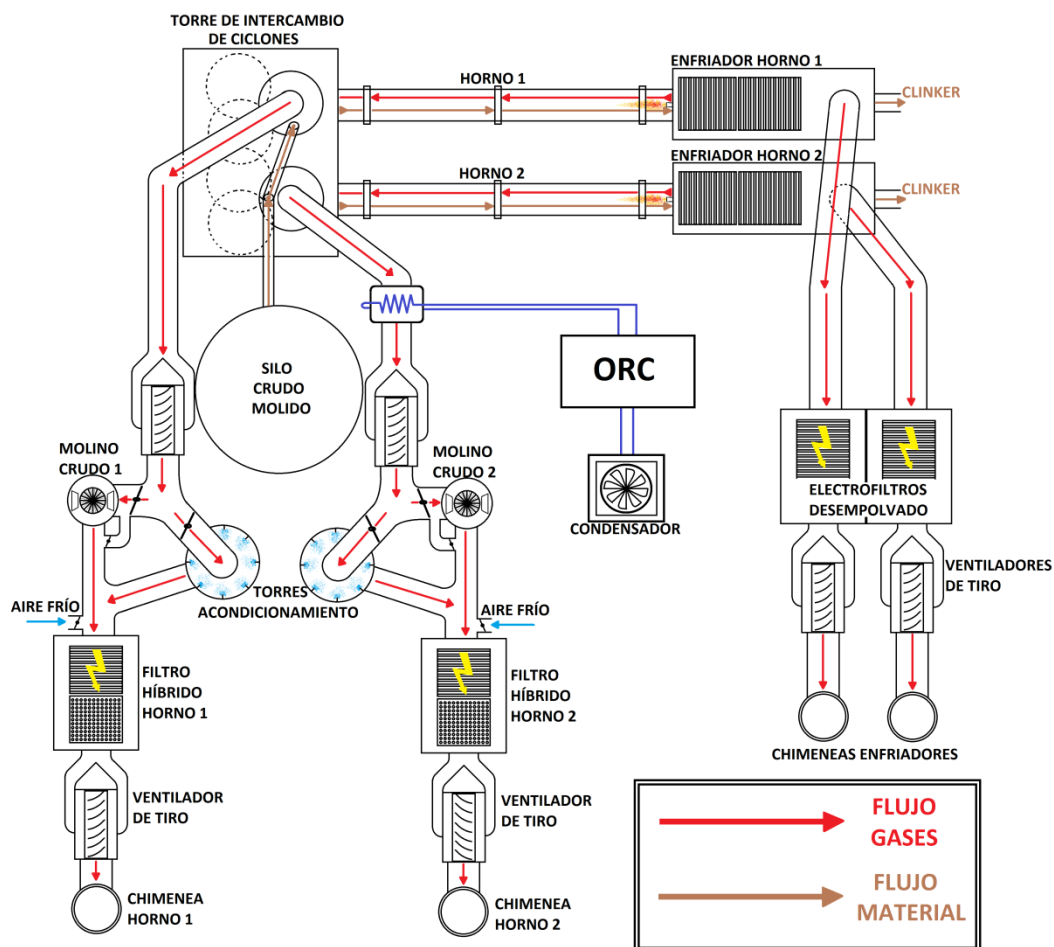


Ilustración 35, esquema recuperación ciclones

Se planteará una solución para recuperar el efluente para cualquiera de las salidas de las torres de intercambio de ciclones. Las propiedades termodinámicas del efluente y las características físicas del sistema de recuperación serán muy similares en ambos casos y por lo tanto se considerará el cálculo como válido para cualquiera de los dos hornos. En este caso se tomará como referencia el horno 2 como se indica en el esquema.

La composición de los gases variará en función principalmente de los combustibles utilizados y su concentración, aun así, se tomarán los valores medios medidos por la instrumentación de la fábrica durante un periodo de funcionamiento normal:

$$N_2 \rightarrow 51,79\%$$

$$O_2 \rightarrow 5,73\%$$

$$CO_2 \rightarrow 34,88\%$$

$$H_2O \rightarrow 7,6\%$$

Con picos de temperatura de hasta 500 grados de máxima temperatura y mínimos de 350 grados en funcionamiento normal.

Para el cálculo de la potencia térmica extraíble de este flujo de gases se calculará una media de los caudales y temperaturas del mismo. El cálculo fue realizado durante horas de funcionamiento normal de la fábrica, durante los cuales no hubo picos extraordinarios de caudal ni temperatura obteniendo una temperatura media de 400 grados centígrados a la salida del intercambiador de ciclones y $445.600 \text{ m}^3/h$.

Cálculo potencia extraíble en un solo horno:

El flujo de calor máximo recuperable vendrá dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m} \int_{T_{Sal}}^{T_{Ent}} C_p dT$$

Siendo:

\dot{m} : El flujo másico de la mezcla de gases

C_p : El calor específico de la mezcla de gases

T_{Ent}, T_{Sal} : Temperaturas de entrada y salida del recuperador respectivamente

Calculados estos datos en el anexo resulta que el flujo de calor que se podría obtener del efluente, tomando como temperatura de entrada en el recuperador la temperatura a la salida del enfriador y en función de la temperatura de salida del recuperado es el indicado en la tabla:

Esto quiere decir que si a la entrada del recuperador se tuviese esa mezcla de gases con esa concentración se tendría que extraer 22.257 kW térmicos para reducir su temperatura hasta 100 grados, parte se perderá en forma de calor al ambiente. En nuestro caso, esa potencia tendría que ser retirada por el aceite térmico o fluido orgánico.

FLUJO DE CALOR CICLONES HORNO 2	
Tª final sistema de recuperación	kW
100	22.257
120	20.809
140	19.357
160	17.900
180	16.438
200	14.971
220	13.499
240	12.023
260	10.542
280	9.056
300	7.566

Tabla 7, potencia térmica ciclones

Posibilidad de escalado

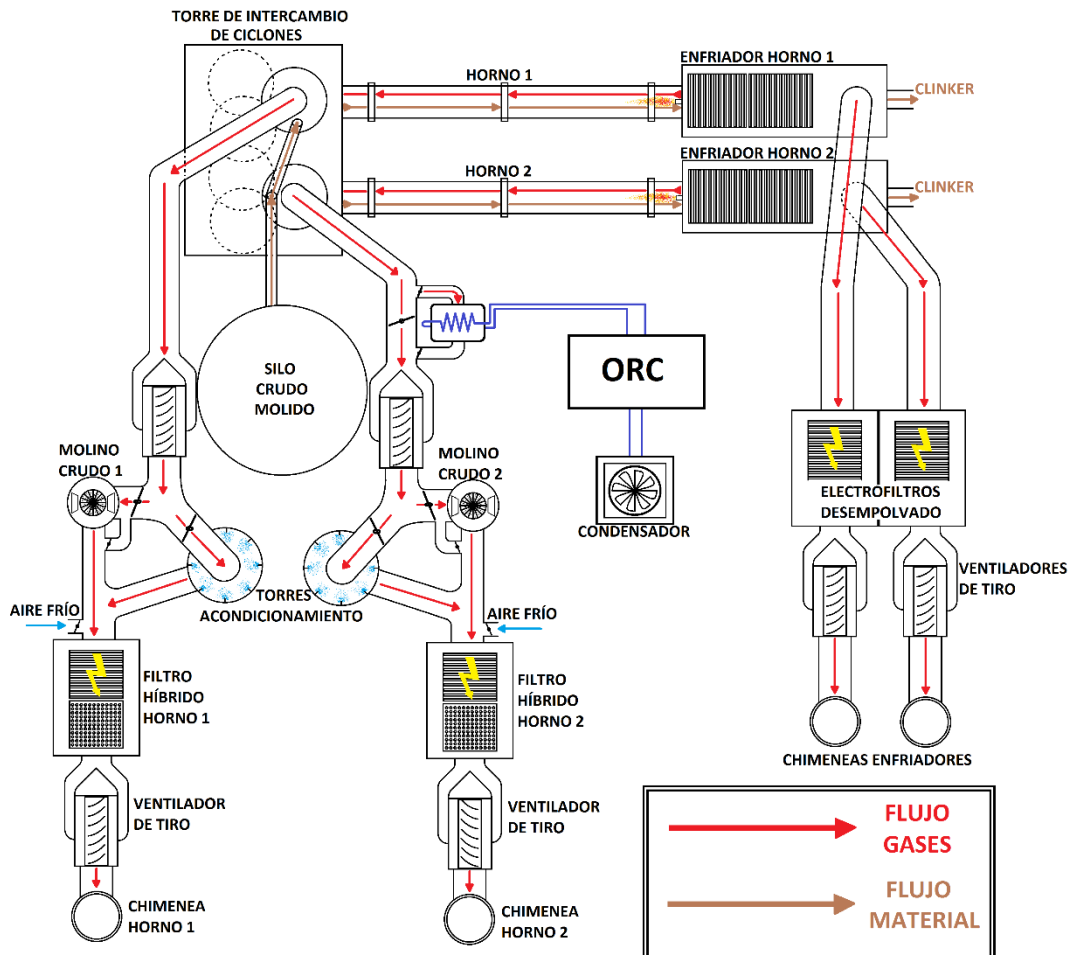


Ilustración 36, esquema recuperación ciclones escalado

Se considerará la posibilidad de utilizar una parte del flujo de gases en lugar de utilizarlo en su totalidad, de esta manera el tamaño de los equipos de intercambio se reduciría en gran

medida al igual que la potencia que se podría extraer, pero esto ofrece un gran potencial de regulación y un menor coste en equipos.

Cabe remarcar que de esta manera el mantenimiento relacionado con el ensuciamiento del intercambiador sería menos complejo, ya que, tan solo sería necesario cerrar las válvulas en sendos extremos del intercambiador para proceder con la limpieza desde el mismo interior del intercambiador si fuese necesario.

5.1.3. Recuperación combinada de ambos efluentes

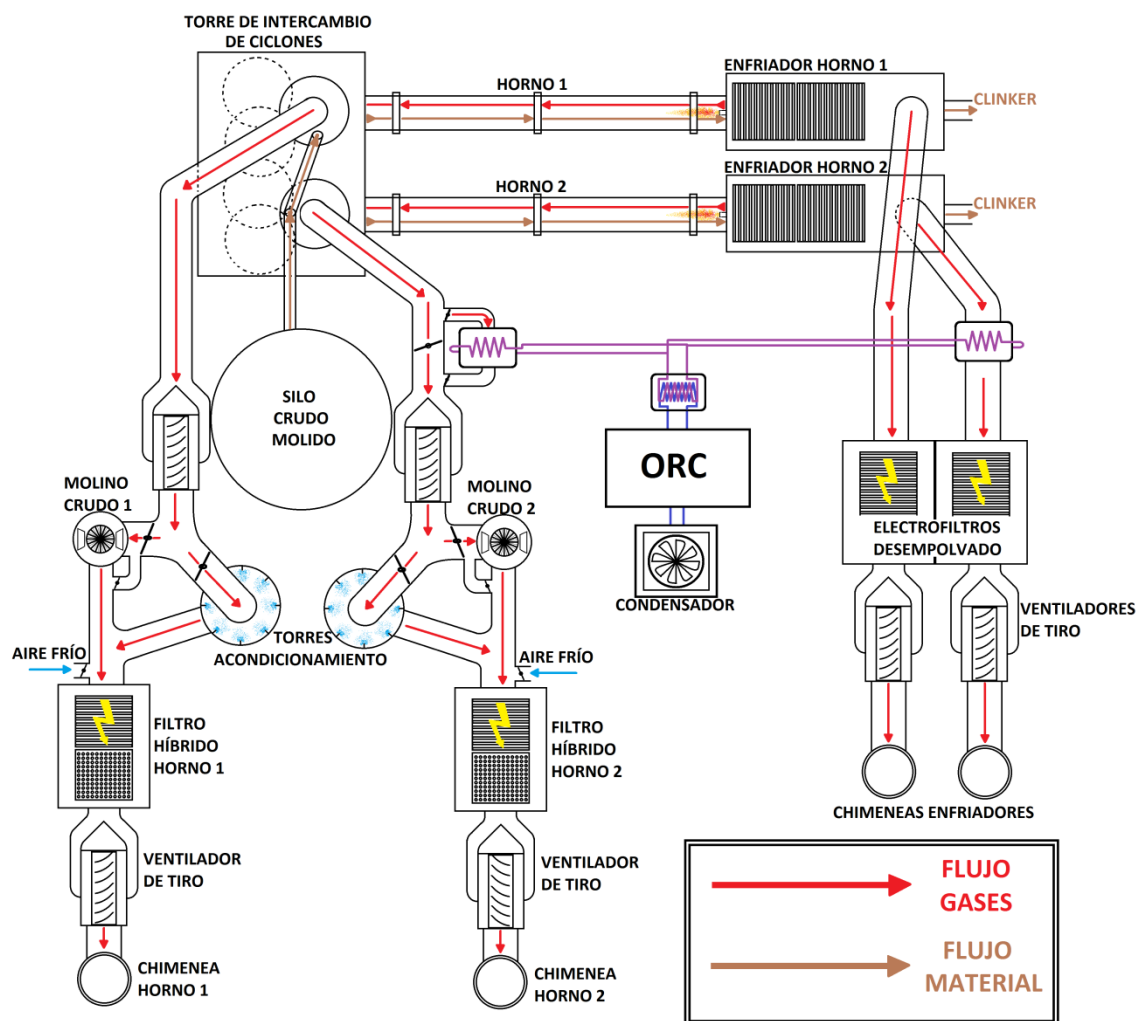


Ilustración 37, esquema recuperación mixta

Como se ha visto en apartados anteriores, el potencial térmico los efluentes estudiados tiene una importancia significativa y ya por sí solos podrían ser bien aprovechados mediante una conveniente recuperación directa a un fluido orgánico o bien mediante la utilización de un fluido caloportador.

En este apartado se estudiará la posibilidad del aprovechamiento de ambos en conjunto, es decir, se tratará de recuperar el calor de ambos excedentes sobre un mismo circuito de aceite térmico, con esto, no solo se consigue una mayor absorción de calor sobre el fluido térmico, sino que también se dota al sistema de una mayor estabilidad ante las grandes fluctuaciones en la temperatura del enfriador de clínker.

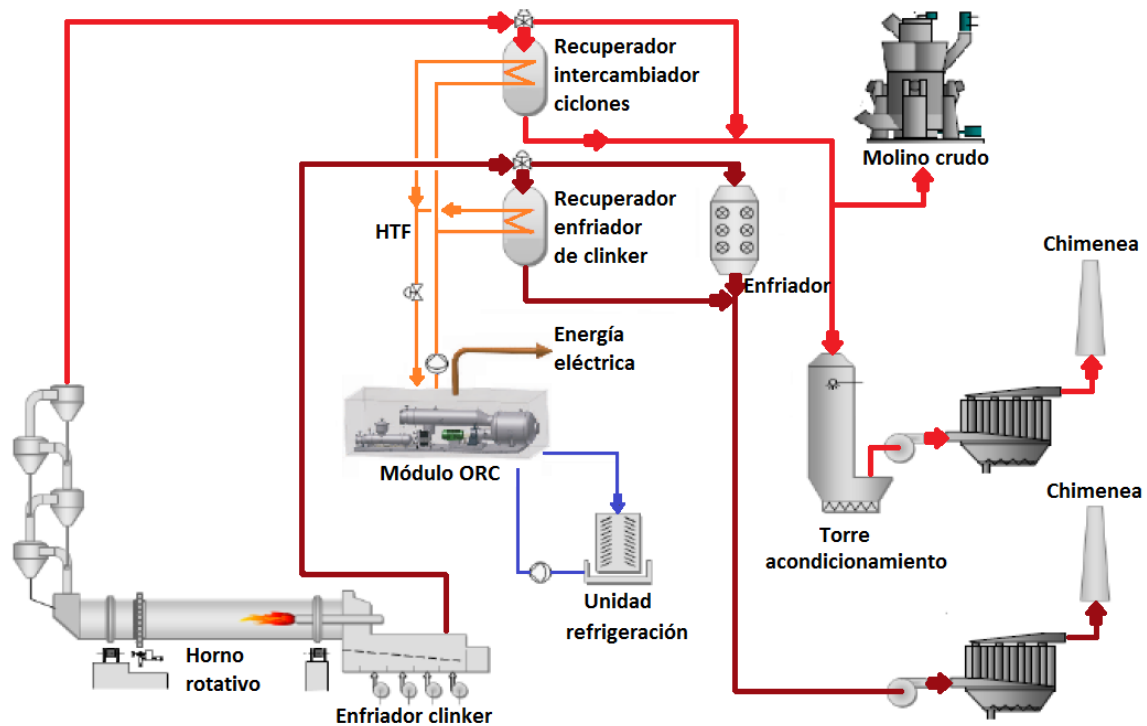


Ilustración 38, esquema implantación del sistema en una sola línea del horno

5.2. Sistemas de recuperación

La recuperación del calor residual se realizaría por medio de intercambiadores al aceite térmico lo cual ayuda a obtener un valor estable de temperatura a la entrada de nuestro ciclo ORC, esto además evita que los picos de temperatura deterioren el fluido orgánico de trabajo de la turbina. Esto conllevará a su vez que los costes del circuito caloportador incremente el presupuesto del proyecto.

5.2.1. Recuperador a la salida de los ciclones

Los recuperadores se encontrarían en disposición vertical junto a la salida de los gases de los ciclones, evitando que ocupen una gran área y además concentrando la salida del polvo

retenido en el filtro en un solo punto. La gran cantidad de polvo en suspensión en los gases hará completamente necesaria la existencia de un sistema automatizado de limpieza de los tubos, así como un by-pass que nos permita el minimizar el impacto sobre el proceso ante cualquier malfunción o necesidad de mantenimiento del recuperador.

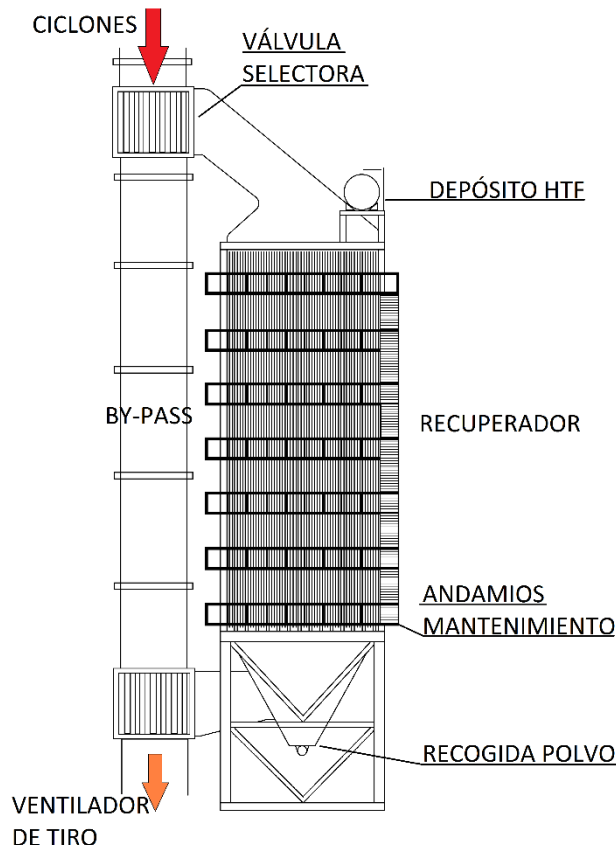


Ilustración 39, recuperador ciclones

El polvo que por gravedad cae en la tolva de recogida podrá ser retirado desde la parte inferior.

En el caso de que fuera necesario realizar una limpieza a fondo del recuperador, las válvulas selectoras permitirán que todos los gases circulen por el by-pass, de manera que sea completamente seguro abrir trampillas en el mismo para permitir su acceso al interior mediante lanzas de aire o agua a presión utilizadas desde el andamiaje. En la parte superior del recuperador se encontrará emplazado depósito de almacenaje de aceite térmico, así como el sistema de desaireación del mismo.

Con este tipo de intercambiador se puede conseguir absorber la energía térmica de los gases sobre el aceite caloportador logrando un salto térmico en los gases de escape de unos 90-110°C, lo que conlleva una recuperación de energía de unos 7.000kW en el caso de la línea de horno 1 y 7600kW en el caso de la línea de horno 2.

En el momento en el cual el recuperador se encuentra en funcionamiento, la válvula selectora permite en paso de los gases calientes hacia el recuperador, los tubos del aceite térmico se encuentran en disposición vertical en el interior del recuperador minimizando así la posibilidad de atascos debidos a la deposición del polvo en suspensión y reduciendo la pérdida de carga al paso de los gases por el interior del recuperador.

El material de los tubos de aceite en este caso es de gran importancia para evitar la adhesión del polvo y evitar la corrosión que pueda ser causada por la composición de los gases.

El polvo que haya podido quedar impregnado sobre los tubos podrá ser retirado mediante el uso de sistemas automatizados de limpieza de los mismos, ya sea mediante el uso de cepillos o soplado de aire a presión. El

El polvo que haya podido quedar impregnado sobre los tubos podrá ser retirado mediante el uso de sistemas automatizados de limpieza de los mismos, ya sea mediante el uso de cepillos o soplado de aire a presión. El

- Diagrama T-H recuperador intercambiador ciclones

Partiendo de los datos recopilados en la misma fábrica y los datos de temperatura del aceite térmico a la entrada y a la salida del sistema de generación, que en este caso serán tomados del ensamblador Turboden (temperaturas de entrada y salida, máximas y mínimas del aceite térmico), se podrá construir el diagrama siguiente de temperatura y entalpía:

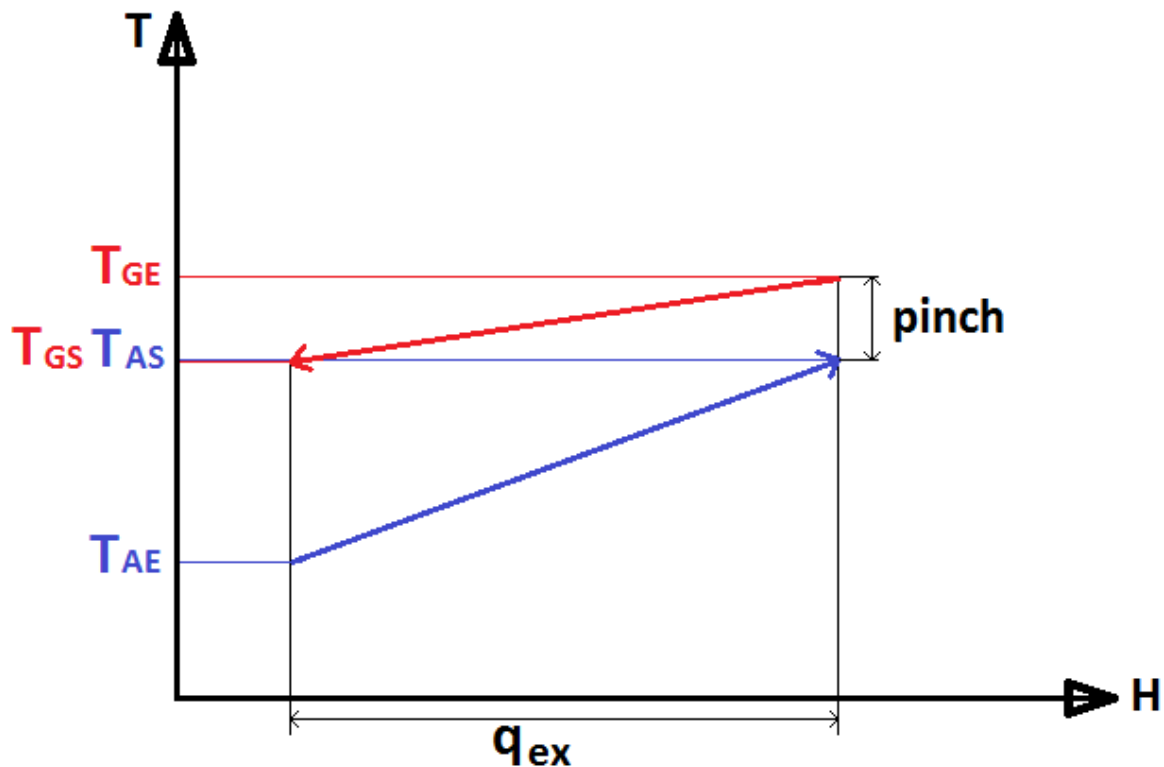


Ilustración 40, diagrama T-H recuperadores ciclones horno 2

Donde:

- T_{GE} : Temperatura de los gases a la entrada del recuperador horno2, 400 °C.
- T_{AS} : Temperatura del aceite térmico a la salida del recuperador, 300 °C.
- T_{GS} : Temperatura de los gases a la salida del recuperador horno2, 300 °C.
- T_{AE} : Temperatura del aceite térmico a la entrada del recuperador, 120 °C.
- q_{ex} : Energía térmica intercambiada entre las corrientes, 7.600 kW.
- *Pinch*: Diferencia mínima de temperaturas entre las corrientes, 90 °C (Cuanto mayor sea esta temperatura menor será la superficie necesaria de intercambio en el recuperador).

5.2.2. Recuperador a la salida del enfriador

En el caso del recuperador de calor residual de los gases provenientes del enfriador de clínker el caudal de los mismo es mucho menor, así como el nivel energético que se podría extraer de los mismos, al igual la composición de los gases sería mucho menos agresiva para

el interior del intercambiador y por lo tanto a la hora de la elección del material no sería tan complicada como para el intercambiador de los ciclones. En cuanto a la cantidad de partículas sólidas en suspensión se seguiría teniendo una gran cantidad por lo que para el diseño del intercambiador hay que tener en cuenta la necesidad de un punto de recolección de las cenizas que puedan quedar retenidas en el interior.

Debido a que la temperatura de los gases del enfriador de clínker, en este caso la utilización de un precalentador del aceite (economizador) se hace viable, ampliado lo más posible el rango de temperaturas de los gases que se podría tener entre la entrada y la salida del recuperador.

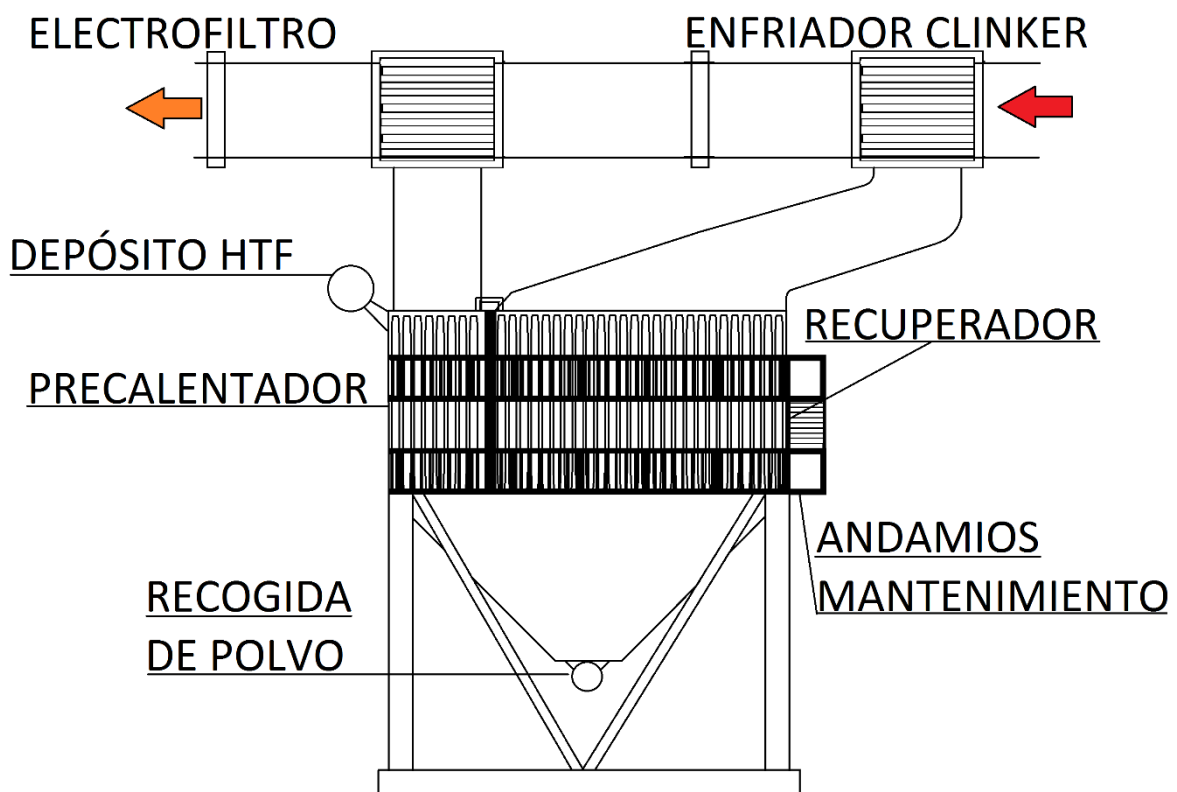


Ilustración 41, recuperador enfriador de clínker

El precalentador en este caso, precalienta el aceite con los gases que ya han atravesado el recuperador que obviamente se encuentran a una temperatura mayor, de esta manera se consigue que el salto térmico entre la temperatura del aceite a la entrada del recuperador y la temperatura de los gases sea menor consiguiendo que con la misma superficie de intercambio la temperatura del aceite a la salida sea mayor.

El conjunto economizador-recuperador estaría dotado en su caso de andamios con el mismo propósito que el recuperador de los ciclones, ya sea para limpieza o mantenimiento permitiría al personal poder acceder a cualquier parte del recuperador si fuese necesario.

Un sistema automatizado de limpieza estaría dispuesto para evitar que el polvo en suspensión de los gases quedase depositado sobre los tubos del intercambiador consiguiendo así mantener una buena eficiencia en el intercambio energético. El polvo a su

caída quedaría recogido en un mismo punto permitiendo ser recogido en la parte inferior del intercambiador.

Al igual que en el intercambiador de ciclones, se dispondría de sendas válvulas selectoras que en el caso de que fuese necesaria una limpieza a fondo del intercambiador que permitirían la apertura de armazón del recuperador para acceder al interior sin afectar al funcionamiento normal del sistema productivo. Sería necesaria tanto en el recuperador de ciclones como en el recuperador del enfriador la colocación de válvulas a la entrada y a la salida ya que debemos evitar tanto la entrada de gases calientes al interior del armazón como la depresión generada por el ventilador de tiro.

Con este tipo de intercambiador se puede conseguir absorber la energía térmica de los gases sobre el aceite caloportador logrando un salto térmico en los gases de escape de unos 100-120°C, en este caso mayor gracias al uso del precalentador, lo que conlleva una recuperación de energía de unos 6.700kW en la línea del horno1 y 6600kW en la línea de horno2.

- Diagrama T-H recuperador enfriador de clínker

Partiendo de los datos recopilados en la misma fábrica y los datos de temperatura del aceite térmico a la entrada y a la salida del sistema de generación, que en este caso serán tomados del ensamblador Turboden (temperaturas de entrada y salida, máximas y mínimas del aceite térmico), se podrá construir el diagrama siguiente de temperatura y entalpía:

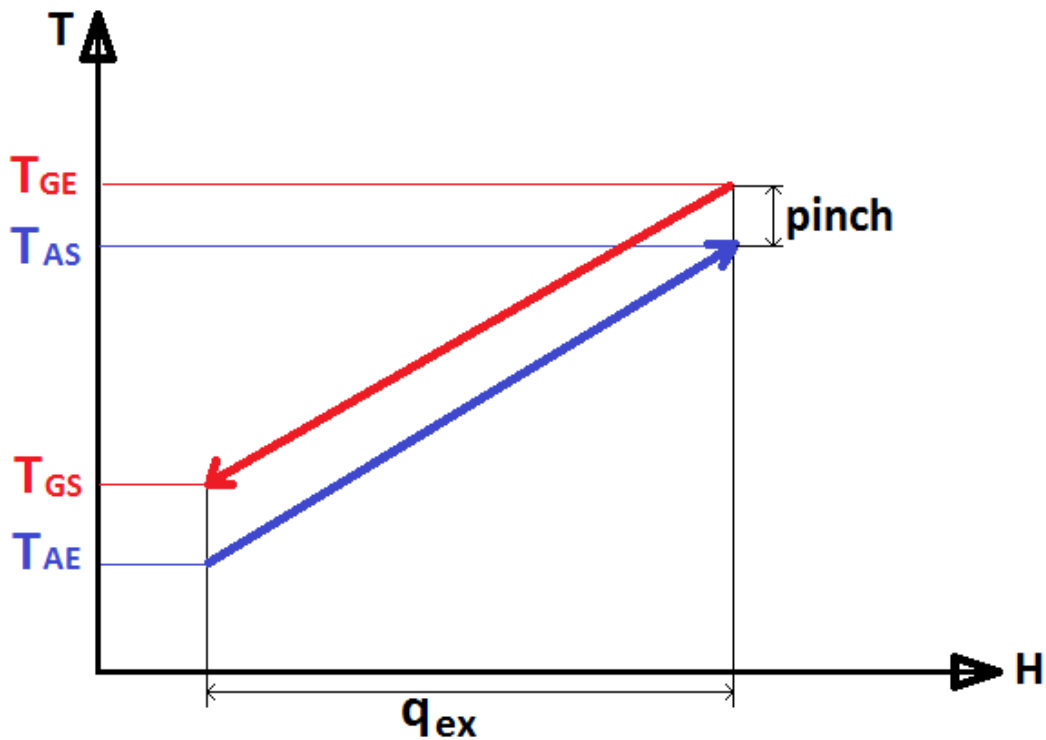


Ilustración 42, diagrama T-H recuperador enfriador de clínker horno 2

Donde:

- T_{GE} : Temperatura de los gases a la entrada del recuperador horno2, 270 °C.
- T_{AS} : Temperatura del aceite térmico a la salida del recuperador, 240 °C. En el caso del recuperador de los enfriadores de clínker esta temperatura será mucho menor debido a que la temperatura de los gases a la salida del mismo es bastante menor que la que podemos obtener a la salida del intercambiador de ciclones.
- T_{GS} : Temperatura de los gases a la salida del recuperador, 160 °C.
- T_{AE} : Temperatura del aceite térmico a la entrada del recuperador, 120 °C.
- q_{ex} : Energía térmica intercambiada entre las corrientes, 6600 kW.
- *Pinch*: Diferencia mínima de temperaturas entre las corrientes, 30 °C (Cuanto mayor sea esta temperatura menor será la superficie necesaria de intercambio en el recuperador).

5.3 Fluido caloportador

El fluido caloportador o HTF (Heat Transfer Fluid) es el encargado de absorber la energía térmica aumentando su temperatura para trasladarla de un punto a otro. El uso de este tipo de fluidos se hace más útil cuanto mayor es la separación entre las fuentes de calor, en el caso de utilizar varias, o bien cuando el sistema de generación se encuentra alejado de la fuente de calor.

En el caso de una cementera si se recuperara de un solo efluente que no esté muy alejado del sistema de generación, se puede recuperar el calor directamente sobre el fluido de trabajo sin necesidad de utilizar el caloportador, sin embargo, si se quisiera aprovechar más de un efluente alejados el uno del otro, lo óptimo sería aprovechar el mismo fluido caloportador para todos los recuperadores del sistema, de esta manera se consigue utilizar un solo sistema de generación ORC aprovechando varias fuentes de energía.

En el caso de estudio, los puntos en los que se realizaría la recuperación se encuentran a unos 150 metros lineales, distancia considerable con la cual se hace necesario un sistema de transporte de calor, el cual funcionará con un fluido caloportador. Este fluido circulará por tuberías aisladas térmicamente del exterior para que las pérdidas sean mínimas y a su vez será bombeado ya que se tratará de un circuito cerrado.

5.3.1 Elección del fluido caloportador

A la hora de la elección de un fluido caloportador, ésta dependerá evidentemente y en mayor medida de la temperatura de trabajo, que como ya se ha visto anteriormente se encuentra en torno a los 400 grados de temperatura, pudiéndose elevar esta temperatura algo más en ocasiones únicamente.

Pero también se debe tener en cuenta otros aspectos como pueden ser, el impacto medioambiental, inflamabilidad, biodegradabilidad, eficiencia en el intercambio energético y otros riesgos más ligados a las propiedades físico-químicas en el entorno de trabajo del fluido como pueden ser el riesgo de congelación, la corrosión, el craqueo, etc.

Debido al rango de temperaturas y atendiendo al estado actual de la técnica, se opta por un fluido de trabajo basado en **aceites minerales parafínicos**, esto es, un aceite térmico. Se trata de aceites altamente refinados y cuidadosamente mezclados con aditivos para proporcionar una gran eficiencia en sistemas de transferencia de calor. Tomando como ejemplo la empresa Shell, ésta comercializa este tipo de aceites con base mineral, conocidos con el nombre de Thermia Oils, disponible en diferentes grados de viscosidad.

Para el caso de estudio será elegido como fluido caloportador Shell Thermia Oil B. La tabla de propiedades se adjuntará en el anexo de tablas.

5.3.2 Otros componentes

El sistema HTF se compone principalmente por una bomba que hace circular el fluido térmico a través del sistema de tuberías aisladas térmicamente desde los recuperadores de calor hasta el sistema de generación. Pero de igual manera debe existir en el sistema un depósito de expansión, el cual, se encarga de absorber los cambios de volumen del fluido, ya sea, en su dilatación cuando es calentado o su contracción cuando se enfría. Para la retirada de las partículas en suspensión dentro del sistema de transferencia de calor se debe disponer de un sistema de filtración, en línea con la línea principal o en paralelo con la misma, la diferencia entre uno y otro erradicará en que el sistema de filtración en línea debe ser capaz de operar con el 100% del flujo de aceite, mientras que el de flujo paralelo es suficiente con que pueda operar con el 10% o menos del flujo total, lo que afecta en gran medida al tamaño del sistema de filtración..

Para los cálculos en tuberías de aceite térmico y en general, de toda la instalación objeto del proyecto, se utilizarán como guía las prescripciones del Reglamento de Aparatos a Presión (RAP), en su Instrucción Técnica Complementaria ITC-MIE-AP2, referente a tuberías para fluidos relativos a calderas. En dicho reglamento se van fijando estas **prescripciones** siguiendo una serie de puntos, que son:

1. Materiales.

Se indica el material que se debe utilizar en base a la norma UNE y a las características de temperatura y presión. Además, se indica la presión de diseño que se debe tomar y, en general, todas las características de bombas, válvulas, juntas y demás accesorios, en lo que a materiales se refiere.

2. Diámetro de la tubería.

Se fija una velocidad máxima de circulación para el aceite térmico de 3,5 m/s.

3. Uniones.

Se indica en este punto la forma de efectuar las uniones entre elementos de la instalación según los casos.

4. Ensayos y pruebas.

Se establecen los criterios que deben seguirse a la hora de efectuar las pruebas y los ensayos de la instalación en función de su peligrosidad, vibraciones, etc.

5. Puesta en servicio.

En este punto se indica que se debe liberar la instalación de agua al proceder a su llenado de fluido, así como comprobar el perfecto llenado del aceite de la instalación previendo los adecuados puntos de salida del aire contenido.

6. Instalación.

Es el punto más importante para el diseño, y su contenido se resume:

- La instalación de tuberías y accesorios para fluidos térmicos estará de acuerdo con la norma un e 9 310.

- Las tuberías podrán ser aéreas o enterradas, pero en todos los casos deberán ser accesibles, por lo que las enterradas serán colocadas en canales cubiertos. Cuando la tubería deba cruzar por el interior de un edificio, todas las uniones en aquel tramo serán soldadas.

- Para las tuberías de conducción de fluidos térmicos deberá disponerse el aislamiento conveniente para disminuir al máximo las pérdidas caloríficas, según decreto 1490/1975. Las tuberías de llenado, rebosado y expansión no serán recubiertas por aislamiento alguno.

- Quedan prohibidos todos los tipos de compensadores de dilatación que no ofrezcan garantía absoluta de estanqueidad por rotura del fuelle.

- Para evitar que los esfuerzos de dilatación graviten sobre las calderas bombas, depósitos y aparatos consumidores, deberán preverse los correspondientes puntos fijos en las tuberías con el fin de descargar totalmente de sollicitaciones a aquellos.

- Los equipos de bombeo, equipos consumidores, válvula de regulación o aparatos análogos podrán ser seccionados de la instalación mediante las apropiadas válvulas, con el fin de facilitar las operaciones de mantenimiento y reparación sin vaciar completamente la instalación.

- Todos los equipos de bombeo dispondrán en su lado de impulsión de un manómetro.

- Todas las bombas de tipo volumétrico, desprovistas de sistemas limitador de presión incorporado, cuando exista válvula de seccionamiento, dispondrán a la salida de las mismas de una válvula de seguridad que limite la presión máxima alcanzable, según la presión de diseño de la instalación. El escape de la válvula de seguridad se conducirá al depósito colector.

- Las instalaciones de fluidos térmicos deberán ser realizadas de tal forma que puedan ser vaciadas totalmente, recuperando su contenido en el depósito colector.

En el artículo 6º de la Instrucción Técnica ITC MIE AP2 se desarrollan todos los puntos anteriores.

La bomba podrá ser de dos tipos diferentes, de engranajes o centrífuga, esta última es la preferida ya que nos permitirá permite trabajar con mayores caudales, aumentando la velocidad del fluido en las tuberías y asegurando el régimen turbulento en el interior de los recuperadores. Será igualmente de vital importancia en este caso, asegurar que el bombeo no se detenga en ningún momento ya que podría producirse una degradación del aceite

debido a un exceso de temperatura en el interior de los recuperadores, por lo que en su caso sería preferible la utilización de varias bombas en paralelo conectadas a un sistema auxiliar de alimentación en caso de fallo del principal.

Para el cálculo de las **líneas secundarias** de fluido térmico:

Se tendrán cuatro diferentes líneas secundarias, las cuales serían las que conectasen diferentes recuperadores, dos por horno, recuperador de salida de ciclones y enfriador de clínker y como la planta de estudio dispone de dos hornos, contaríamos con cuatro recuperadores en total en el caso de la recuperación combinada de todos los efluentes.

- **Líneas secundarias a recuperadores de enfriadores de clínker**

Para calcular el flujo másico de fluido térmico de un solo recuperador con localización en los enfriadores de clínker se parte de:

- Potencia recuperada (P): 6600 kJ/s
- Calor específico a $240 \text{ }^\circ\text{C}$ (C_p): $2.7 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
- Salto térmico del fluido (ΔT): $240 \text{ }^\circ\text{C} - 120 \text{ }^\circ\text{C}$
- Densidad del fluido térmico a $240 \text{ }^\circ\text{C}$ (ρ): 720 kg/m^3

Aplicando la ecuación:

$$P = Q \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot \rho$$

se obtiene un caudal de fluido térmico de $102 \text{ m}^3/\text{h}$

Por tanto, los datos de partida son:

- Caudal máximo (Q): $102 \text{ m}^3/\text{h}$
- Velocidad de circulación máxima (v): $3,5 \text{ m/s}$

De donde, despejando de la fórmula:

$$Q = v \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

se obtiene un diámetro interior de tubería de 102 mm. Por tanto, el diámetro nominal inmediatamente superior es DN 125.

Se instalaría entonces una línea calorifugada de DN-125 en A-106 Grado B entre el colector y recuperadores de enfriadores. Deberá incluirse además el montaje del sistema de regulación de temperatura por medio de válvula de tres vías.

- **Líneas secundarias a recuperadores de intercambiador de ciclones**

Para calcular el flujo másico de fluido térmico de un solo recuperador con localización en la salida del intercambiador de ciclones se parte de:

- Potencia recuperada (P): 7.600 kJ/s

- Calor específico a 300 °C (C_p): $2.9 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$
- Salto térmico del fluido (ΔT): $120 \text{ °C} - 300 \text{ °C}$
- Densidad del fluido térmico a 300 °C (ρ): $681 \text{ kg}/\text{m}^3$

Aplicando la ecuación:

$$P = Q \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot \rho$$

se obtiene un caudal de fluido térmico de $80 \text{ m}^3/\text{h}$

Por tanto, los datos de partida son:

- Caudal máximo (Q): $80 \text{ m}^3/\text{h}$
- Velocidad de circulación máxima (v): $3,5 \text{ m/s}$

De donde, despejando de la fórmula:

$$Q = v \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

se obtiene un diámetro interior de tubería de 90 mm.. Por tanto, el diámetro nominal inmediatamente superior es DN 100.

Se instalaría entonces una línea calorifugada de DN-100 en A-106 Grado B entre el colector y recuperadores de torre de intercambio de ciclones. Deberá incluirse además el montaje del sistema de regulación de temperatura por medio de válvula de tres vías.

Para el cálculo de la **línea principal** de fluido térmico que sería aquella que debiera de poder conducir la totalidad del aceite térmico, tanto en el caso del uso de cuatro diferentes recuperadores, dos en enfriadores de clínker y dos en torre de intercambio, o, por el contrario, tan solo dos recuperadores en los enfriadores de clínker:

- Caudal máximo en caso de recuperadores solo en enfriadores (Q): $204 \text{ m}^3/\text{h}$
- Caudal máximo en caso de recuperadores en enfriadores y torre de intercambio (Q):
 $364 \text{ m}^3/\text{h}$
- Velocidad de circulación máxima (v): $3,5 \text{ m/s}$

De donde, despejando de la fórmula:

$$Q = v \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

De este modo se obtendría el diámetro de la tubería a utilizar en la línea principal de fluido que sería de 143 mm. en el primer caso y de 191 mm. en el segundo caso. Los diámetros nominales inmediatamente superiores serían DN 150 y DN 200 respectivamente.

Aislamiento de la línea. El uso de silicato de calcio o fibra de vidrio es aceptable cuando el potencial de fugas es mínimo. El vidrio espumado de celda cerrada se recomienda en los extremos de bridas, válvulas, grifos de tubería u otros posibles puntos de fuga. Las bridas deben dejarse sin aislar para facilitar la detección de fugas.

Esta línea enlazará los colectores mencionados, el grupo de bombeo y el tanque de expansión.

El sistema, según normas UNE, debe estar unida, a través de una tubería de expansión, con un **depósito de expansión** capaz de absorber 1,3 veces el aumento de volumen del fluido térmico de toda la instalación.

$$V_{expansion} = V_{Total} \cdot C_d \cdot T_{max} \cdot CS$$

Donde:

- $V_{expansion}$: Volumen mínimo de tanque de expansión.
- V_{Total} : Volumen total de fluido térmico de la instalación.
- C_d : Coeficiente de dilatación cúbica del fluido térmico.
- T_{max} : Temperatura máxima del fluido térmico.
- CS : Coeficiente de seguridad. Según norma es 1,3 (30%).

En cuanto al dimensionamiento del **desgasificador** necesario para la instalación, se puede calcular el volumen necesario gracias a la expresión:

$$V_{desgasificador} = V_{Total} \cdot C_d \cdot \frac{\Delta T}{2}$$

Donde:

- $V_{desgasificador}$: Volumen mínimo de tanque desgasificador.
- V_{Total} : Volumen total de fluido térmico de la instalación.
- C_d : Coeficiente de dilatación cúbica del fluido térmico.
- ΔT : Incremento de temperatura del fluido térmico.

Como se dijo en el capítulo anterior, según norma UNE, toda instalación fija de fluido térmico de capacidad total mayor de 1.000 litros, como es el caso, debe disponer de un depósito colector situado en el punto más bajo de la misma, capaz de recibir la cantidad total de fluido de la instalación. Además, dispondrá de un dispositivo de ventilación y llenado, que se dimensionará en el punto siguiente.

El depósito, como indica la norma, dispondrá de:

- Un indicador de nivel visual.
- Una tubería de conexión con el depósito de expansión, que de comenta a continuación.
- Una tubería de vaciado con su correspondiente válvula.
- Una abertura para inspección y limpieza.

5.4 Sistemas de generación ORC

El sistema de generación ORC es el encargado de recibir el aceite térmico a elevada temperatura y mediante el uso de un intercambiador ceder la energía térmica provocando la expansión del fluido de trabajo moviendo la unidad turbogeneradora. A su vez el ciclo requiere de un foco frío, en el caso de estudio se hablará de sistema de refrigeración que será visto en el siguiente capítulo.

Estos equipos se comercializan montados sobre patines, es decir, containers que contienen en su interior todo el sistema de generación, ayudando en gran medida a su instalación y transporte.

5.4.1 Turboden

Turboden es la compañía líder en el sector europeo de ciclos ORC, tanto en desarrollo como en producción de turbogeneradores, brindando tanto la posibilidad de generación de electricidad a partir de una fuente de calor, como la posibilidad del aprovechamiento del calor sobrante para sistemas como podría ser para la calefacción de las instalaciones o integración energética en el proceso.

Fundada en 1980, ha reunido la experiencia trabajando en procesos como:

- Cogeneración con biomasa: para centros de calefacción centralizada, factorías de pellets de madera, industrias dedicadas a la madera, invernaderos, baños termales, o incluso plantas de refrigeración utilizando máquinas de absorción.
- Aprovechamiento de calor industrial: producción de energía eléctrica a partir de los gases de escape de diferentes industrias, plantas de incineración de residuos, etc.
- Pequeños ciclos combinados: producción de energía eléctrica con motores alternativos y turbinas de gas.
- Geotermia: producción de electricidad a partir de fuentes de calor a baja temperatura geotermiales líquidas (100-180 °C).
- Energía solar: electricidad generada a partir de la energía solar concentrada por colectores.

Las unidades turbogeneradoras de Turboden pueden generar hasta 15MW y además brindan la posibilidad de poder funcionar varias unidades en paralelo para instalaciones de mayor potencia.

5.4.1.1 Criterios de diseño

El diseño de la planta turbogeneradora se basa en los siguientes criterios:

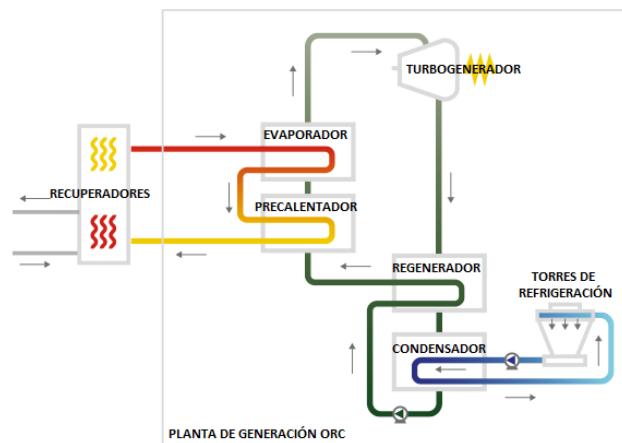
- La planta se compone de patines o containers los cuales contienen en su interior todos los componentes del ciclo ORC, además de los dispositivos de medición y auxiliares necesarios para el funcionamiento autónomo.
- La planta funciona con el fluido de trabajo orgánico en el interior de un circuito cerrado, con lo cual y desde un punto de vista medioambiental está a salvo de posibles efectos negativos debidos a escapes.
- Este tipo de plantas se encuentran completamente automatizadas, con lo que requieren de poca mano de obra para su operación o mantenimiento. En cuanto al mantenimiento cabe remarcar que sería en torno a 3 o 4 días por año desde 7500€/año hasta 40.000€/año dependiendo de la modalidad elegida, ya sea preventivo, preventivo y corrosivo, etc.
- El generador eléctrico es de tipo asíncrono con lo que permite un fácil acoplamiento a la red de la instalación.
- El diseño en conjunto de la planta turbogeneradora en su totalidad ha sido diseñado para ser simple y fiable.

5.4.1.2 Descripción del turbogenerador

Como se muestra en las siguientes figuras:



Ilustración 43, instalación turbogeneradora Turboden



El sistema ORC de Turboden incluye:

- Condensador (agua/fluido de trabajo): intercambiador de carcasa y tubos aleteados.
- Regenerador (fluido de trabajo/vapor de fluido de trabajo): intercambiador de carcasa y tubo aleteado. Condensador y regenerador se encuentran en el interior de la misma carcasa.
- Precalentador (aceite térmico/fluido de trabajo): Intercambiador de placas de acero soldadas mediante laser.

- Evaporador (aceite térmico/fluido de trabajo): intercambiador de carcasa y tubos completamente aleteado construido en acero al carbono.
- Tuberías y válvulas de regulación.
- Bomba de alimentación para el fluido orgánico.
- Generador asíncrono trifásico.
- Turbina y elementos auxiliares (sistema de lubricación, bomba de vacío, conducciones, etc.).
- Consola de operación.
- Sistema de monitoreo y supervisión del sistema turbogenerador (posibilidad de instalación en la misma sala de control de la planta o independiente).
- Fluido orgánico de funcionamiento (en barriles de almacenamiento).

5.4.1.3 Elección de una solución factible

Se tratará de proponer un equipo plausible para cada una de las opciones en cuanto a la recuperación posible se refiere. Las diferentes opciones que han sido barajeadas, la recuperación de las salidas de gases provenientes de los enfriadores de clínker y la recuperación combinada de los efluentes de los enfriadores junto con la recuperación del calor a la salida de los intercambiadores de ciclones.

Se descartan las opciones de la instalación de recuperadores en una sola línea de horno, ya que el funcionamiento de los mismo es discontinuo y el tiempo que permaneciera parado, en su caso, en el que estuviera centrada la recuperación de los gases, durante ese tiempo el sistema completo permanecería sin funcionar, lo que no sería viable desde el punto económico del pay-back de la instalación. Así pues, solo se estudiará la opción de la instalación de recuperadores, ya sea para los enfriadores o para la salida de los intercambiadores de ciclones, en ambas líneas al mismo tiempo.

- **Recuperación a la salida de los enfriadores de clínker:**

El potencial térmico aprovechable por los equipos de turbogeneración elegidos sería de en torno a 6000kW para la línea de horno1 y 6600kW para la línea de horno 2, potencia térmica que sería posible absorber mediante el aceite térmico provocando en este un salto térmico de 120 a 240 °C, y a su vez disminuyendo la temperatura de los gases de escape de 260 a 160°C en caso del horno1 y de 270 a 160 °C en caso del horno2, valores que pueden variar sabiendo que la temperatura de gases a la salida del enfriador es oscilante, siendo la utilizada la media.

Por lo tanto, en los periodos en los que ambos hornos estén funcionando al mismo tiempo, el potencial térmico con el cual lidiar sería de unos 12.600kW. Para lo cual sería una opción viable la utilización del equipo Turboden 27 HR el cual puede trabajar con hasta 13.000kW térmicos introducidos al sistema por medio del aceite térmico y generando una potencia eléctrica neta de 2.520kWe.

- **Recuperación combinada de todos los efluentes:**

El potencial térmico aprovechable por los equipos de turbogeneración elegidos sería de en torno a 12600kW en los enfriadores de clínker y de 14.600kW a la salida de los

intercambiadores, por cada línea de horno. En este caso, la potencia térmica de 7 000kW del horno1 y 7600kW del horno2 que sería posible absorber recuperadores del intercambiador de ciclones mediante el aceite térmico provocaría en este un salto térmico de 120 a 300 °C, y a su vez disminuyendo la temperatura de los gases de escape de 385 a 200 °C en el caso del horno1 y de 400 a 200 °C en el caso del horno2, valores que pueden variar sabiendo que la temperatura de gases a la salida del enfriador es oscilante, siendo utilizada para el cálculo la media.

Por lo tanto, en los periodos en los que ambos hornos estén funcionando al mismo tiempo, el potencial térmico con el cual lidiar sería de unos 27.200kW. Para lo cual sería una opción viable la utilización del equipo Turboden 55 HR el cual puede trabajar con hasta 28.000kW térmicos introducidos al sistema por medio del aceite térmico y generando una potencia eléctrica neta de 5.400kWe.

5.5 Torres de refrigeración

Para nuestro caso de estudio, el sistema de refrigeración será indispensable, como se ha visto en el capítulo anterior la unidad turbogeneradora necesita un medio por el cual condensar el fluido orgánico una vez es expandido en la turbina para así reiniciar el ciclo. El fluido de refrigeración en este caso escogido es el agua, que tras su salida del sistema de generación se encuentra en torno a unos 35 grados centígrados y es necesario enfriarlo de nuevo para cerrar el ciclo de refrigeración.

5.5.1 Tipos de torres de refrigeración

Se podrán diferenciar los diferentes tipos de torres de refrigeración atendiendo a diferentes aspectos.

Dependiendo del tipo de mecanismo utilizado para la transferencia de calor:

- **Torres de refrigeración húmedas:** en las cuales el agua, se pone en contacto directo con el aire ambiente, por medio de la evaporación y la debido a la entalpia latente de vaporización se reduce la temperatura del agua.
- **Torres de refrigeración secas:** en este caso el agua se separa del aire ambiente, al cual cede su energía por medio de los tubos de aluminio o cobre, aleteados o no que la contienen.

Las torres de refrigeración húmedas pueden disminuir la temperatura del líquido por debajo de la temperatura ambiente, siempre dependiendo de la humedad relativa del aire, es decir, si el aire es relativamente seco el punto o temperatura de rocío es baja. En cuanto a la localización de la planta de estudio la humedad relativa en los meses de verano es bastante baja, en torno al 40%.

En cuanto al tipo de ventilación utilizada:

- **Torres de tiro natural:** el movimiento de la mezcla de vapor de agua y aire en el interior de estas torres se debe a la diferencia de densidades por diferentes temperaturas.
- **Torres de tiro inducido:** el ventilador situado en la parte superior de la torre crea una depresión en el interior que hace circular el aire entrando desde la parte inferior y saliendo por la superior.
- **Torres de tiro forzado:** el ventilador iría colocado en este caso en la parte inferior de la torre insuflando aire para así salir por la parte superior.

5.5.2 Elección solución factible

Para el caso de estudio se ha escogido la empresa TEVA como empresa líder y de reconocido prestigio en el diseño y fabricación de aparatos para el enfriamiento evaporativo del agua, líquidos industriales y gases refrigerantes. Ofreciendo soluciones de refrigeración a multitud de sectores desde 1970 y con experiencia acumulada junto con una amplia gama de productos con sede en Barcelona.

Comercializan las torres de refrigeración a circuito abierto de la serie TPA, fabricadas en PRFV, tienen como característica principal su estructura modular resolviendo de este modo los inconvenientes propios de las torres de refrigeración de gran capacidad, principalmente los derivados del transporte, tiempo y coste de montaje

Las torres de refrigeración se clasifican principalmente en dos tipos: las que se suministran premontadas con el límite de su posibilidad de transporte y en consecuencia su limitada potencia (TPAC) y las montadas in situ (TPA), construidas generalmente en hormigón, que pueden alcanzar mayores potencias, pero tienen los inconvenientes de mayor costo de montaje y su imposibilidad de ampliación o de cambio de ubicación.

La nueva serie TPAC resuelve estos inconvenientes:

- Está formada por módulos premontados que se ensamblan in situ con gran facilidad.
- Al ser de tipo modular puede ampliarse añadiendo nuevos módulos que se ensamblarán con los anteriores, consiguiendo potencias casi sin límite.
- El tiempo de montaje en obra es muy reducido y por tanto su coste también lo es.
- Es posible su cambio de ubicación en caso de necesidad.

Además, ofrecen las siguientes ventajas de funcionamiento y operación:

- Fácil inspección y acceso: Estos módulos están equipados con amplias puertas de acceso a ambos lados de cada celda, que permiten extraer el relleno y los separadores de gotas para un fácil mantenimiento de los mismos.
- Fácil mantenimiento: Las balsas de recogida de agua son diseñadas con pendiente al desagüe, lo que facilita la maniobra de secado y limpieza periódicas.
- Sistemas de distribución interior de agua: Formados por colectores de acero galvanizado, brazos de distribución en polipropileno y dispersores de amplio diámetro de salida, roscados que permiten un fácil desmontaje para su limpieza.

- Separador de gotas de alta eficiencia: formados con PVC estampados al vacío con refuerzos. Su diseño obliga a la corriente de aire a realizar cuatro diferentes cambios de dirección provocando un gran poder de retención del agua en su interior.

Cada una de las celdas de refrigeración de la serie TPAC puede disipar hasta 5.067 kW de potencia térmica, siendo estos datos recopilados para una reducción de la temperatura del agua de refrigeración desde 35 a 30 °C para una temperatura de bulbo húmedo de 24 °C. Sabiendo que el límite de temperatura de bulbo húmedo en el área de las instalaciones es de 23 °C se puede asegurar que con una batería de dos celdas del modelo TPACS 85 con relleno laminar TEVAFilm, cada una de ellas con un potencial de 4.000kW, se adaptaría a la perfección a las necesidades 11.400 kW de enfriamiento de las instalaciones en el caso de recuperación tan solo de los enfriadores de clínker. En la siguiente imagen podemos ver un ejemplo de solución factible en torre de refrigeración húmeda, instalación de tres torres en batería de modelo TPACS 85.



Ilustración 45, batería de 3 torres de refrigeración TEVA

En el caso de la recuperación total de todos los efluentes térmicos, es decir, cuatro recuperadores en total, dos en enfriadores de clínker y otros dos a la salida del intercambiador de ciclones estas necesidades de refrigeración ascenderían hasta los 21.200kW, caso en el cual sería necesaria la instalación de una batería de 5 celdas del modelo TPACS 87 con relleno TEVAFilm, cada celda con un potencial térmico de 4467kW para una reducción de temperatura del agua de 35 a 30°C y una temperatura de bulbo húmedo de 24 °C, siendo el potencial térmico final de la batería de 22300kW.

CAPITULO VI: SÍNTESIS Y CONCLUSIONES

6. SÍNTESIS DE LAS PROPUESTAS Y CONCLUSIONES

6.1. Síntesis de las propuestas

En la planta de estudio, existen dos flujos gaseosos diferentes que gracias a su temperatura son aprovechables, siendo la limitación del uso de tan solo un tipo o ambos una cuestión tan solo económica. Dichos flujos gaseosos son los existentes a la salida del enfriador de clínker y la salida del intercambiador de ciclones. Este último tiene un potencial térmico mayor, pero el flujo de gases a su vez es muy elevado y esto conlleva que el recuperador de gases tiene que ser capaz de trasegar dicho flujo sin provocar pérdidas importantes de carga. El potencial térmico en el caso del aprovechamiento de ambos efluentes sería de 27.200kWt.

La recuperación se llevaría a cabo mediante intercambiadores con aceite térmico, el cual circula por un circuito cerrado transportando la energía térmica recuperada desde las fuentes de calor hasta la planta turbogeneradora. Una vez en la planta turbogeneradora y mediante dos intercambiadores, un precalentador y un evaporador, se alimenta térmicamente el ciclo ORC. La eficiencia global es del 98%, teniendo unas pérdidas térmicas a través del aislamiento de tan solo el 2 %, dado que la energía térmica contenida en el aceite se transforma en torno al 20% en energía eléctrica, mientras que el 78% de la energía aportada es necesario retirarla del sistema para cerrar el ciclo. En el caso del aprovechamiento de todos los efluentes, la potencia eléctrica generada estaría en torno a los 5.400 kWe. Dado que en esta situación la planta estaría consumiendo de la red 15.000 kWe, ello supone se estaría generando el 35% de la energía eléctrica requerida por la planta.

Para retirar el calor sobrante de la unidad ORC se utiliza agua líquida, la cual es de nuevo enfriada mediante un proceso evaporativo en las torres de refrigeración húmedas, parte del agua pasa a la atmosfera en forma de vapor, pero el resto es reutilizado de nuevo en el ciclo de refrigeración a una temperatura menor. En el caso del aprovechamiento de todos los efluentes la potencia a refrigerar en las torres será de unos 21.200kWt.

6.2. Estudio económico

La cogeneración supone una fuente de energía eléctrica que podría ayudar en gran medida a la reducción del consumo de la planta de la red eléctrica, pero, ¿cuál es el coste de este tipo de tecnología? Como se ha visto son gran cantidad de equipos los que son necesarios para un óptimo aprovechamiento de esa energía residual. En especial, los más costosos son los recuperadores, equipos que son diseñados específicamente para las necesidades de la planta.

Una instalación de recuperación de calor industrial como ésta es un sistema relativamente complicado con múltiples subsistemas interrelacionados. Los costes totales de instalación incluyen el diseño, ingeniería, construcción y la puesta en marcha al que añadir el coste de todos los equipos. El coste total de la instalación esta íntegramente ligado a la potencia que se pueda generar, es decir, sistemas de menor tamaño tendrán mayor coste por kW instalado. Los costes de ingeniería, obra civil y construcción pueden representar de un 35 a 45% de los costes totales del proyecto.

A la hora del estudio de la viabilidad económica se han considerado tres escenarios posibles en función del precio al cual la empresa paga por la electricidad que consume de la red. Este precio es vital a la hora de determinar el pay-back o tiempo de recuperación de la inversión, para todos los casos se supondrá la inversión 100% de capital propio. Primeramente, los datos a continuación mostrados son la media de la producción de la planta de estudio en el año 2015:

- Inversión para un ciclo del tamaño estudiado: 1.061 €/kWe
- Consumo eléctrico medio por tonelada de clínker: 109,43 kWh/t
- Media toneladas de clínker producido 2015: 419.285 t/año
- Precio mantenimiento instalación ORC: 40.000 €/año
- Consumo electricidad del sistema: 35.000 €/año
- Consumo evitado torre acondicionamiento: 25.000 €/año
- Encarecimiento anual mantenimiento: 2,5 %/año
- Encarecimiento anual coste electricidad: 3 %/año
- Tasa de impuestos: 36%
- Periodo amortización: 10 años

Escenario 1: precio consumo eléctrico 0,062 €/kWh, 100% de capital propio.

Para el tamaño de la planta estudiado la inversión inicial sería de unos 5.729.400€. Los beneficios de la inversión provienen del precio de la electricidad que se autoconsume y se deje de consumir de la red. Para un precio de 0,062€/kWh el precio del consumo anual de la planta es de 2.844.706€/año del cual el 35% podría ser producido por el sistema de generación con un beneficio de 938.756€/año.

	2.018	2.019	2.020	2.021	2.022	2.023	2.024	2.025	2.026	2.027	2.028
Encarecimiento del mantenimiento	0,025										
Encarecimiento coste electricidad	0,03										
Tasa de impuestos	0,36										
Inversión inicial	-5.729.400										
Ingresos		938.756	967.790	997.721	1.028.579	1.060.390	1.093.186	1.126.996	1.161.851	1.197.785	1.234.830
Mantenimiento(€/año)		-40.000	-41.026	-42.078	-43.156	-44.263	-45.398	-46.562	-47.756	-48.980	-50.236
Consumo electricidad sistema		-35.000	-36.082	-37.198	-38.349	-39.535	-40.758	-42.018	-43.318	-44.657	-46.039
Consumo evitado torre acondicionamiento		25.000	25.773	26.570	27.392	28.239	29.113	30.013	30.941	31.898	32.885
Amortización		-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940
Resultado bruto		315.816	343.515	372.076	401.525	431.892	463.203	495.489	528.779	563.105	598.500
Impuestos		-113.694	-123.665	-133.947	-144.549	-155.481	-166.753	-178.376	-190.360	-202.718	-215.460
Resultado tras impuestos		202.122	219.849	238.128	256.976	276.411	296.450	317.113	338.419	360.387	383.040
Cash-Flow(Beneficios+amortizaciones)		775.062	792.789	811.068	829.916	849.351	869.390	890.053	911.359	933.327	955.980
Cash-Flow Proyecto	-5.729.400	775.062	792.789	811.068	829.916	849.351	869.390	890.053	911.359	933.327	955.980
Cash-Flow Proyecto acumulado	-5.729.400	-4.954.338	-4.161.548	-3.350.480	-2.520.564	-1.671.213	-801.823	88.230	999.588	1.932.915	2.888.895

Tabla 8, pay-back con precio del consumo eléctrico de 0.062€/kWh

El periodo de recuperación de la inversión como se puede ver en la imagen anterior es de 7 años, cuando el cash-flow del proyecto de hace positivo.

Escenario 2: precio consumo eléctrico 0,08 €/kWh

Para un precio de 0,08€/kWh el precio del consumo anual de la planta es de 3.670.589€/año del cual el 35% podría ser producido por el sistema de generación con un beneficio de 1.211.294€/año.

Encarecimiento del mantenimiento 0,025	2.018	2.019	2.020	2.021	2.022	2.023	2.024	2.025	2.026	2.027	2.028
Encarecimiento coste electricidad 0,03	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tasa de impuestos 0,36											
Inversión inicial	-5.729.400										
Ingresos		1.211.294	1.248.757	1.287.378	1.327.194	1.368.241	1.410.558	1.454.184	1.499.159	1.545.524	1.593.324
Mantenimiento(€/año)		-40.000	-41.026	-42.078	-43.156	-44.263	-45.398	-46.562	-47.756	-48.980	-50.236
Consumo electricidad sistema		-35.000	-36.082	-37.198	-38.349	-39.535	-40.758	-42.018	-43.318	-44.657	-46.039
Consumo evitado torre acondicionamiento		25.000	25.773	26.570	27.392	28.239	29.113	30.013	30.941	31.898	32.885
Amortización		-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940
Resultado bruto		588.354	624.482	661.733	700.141	739.743	780.575	822.676	866.086	910.844	956.994
Impuestos		-211.808	-224.814	-238.224	-252.051	-266.307	-281.007	-296.164	-311.791	-327.904	-344.518
Resultado tras impuestos		376.547	399.669	423.509	448.090	473.435	499.568	526.513	554.295	582.940	612.476
Cash-Flow(Beneficios+amortizaciones)		949.487	972.609	996.449	1.021.030	1.046.375	1.072.508	1.099.453	1.127.235	1.155.880	1.185.416
Cash-Flow Proyecto	-5.729.400	949.487	972.609	996.449	1.021.030	1.046.375	1.072.508	1.099.453	1.127.235	1.155.880	1.185.416
Cash-Flow Proyecto acumulado	-5.729.400	-4.779.913	-3.807.305	-2.810.856	-1.789.826	-743.450	329.058	1.428.511	2.555.746	3.711.626	4.897.042

Tabla 9, pay-back con precio del consumo eléctrico de 0.08€/kWh

El periodo de recuperación de la inversión como se puede ver en la imagen anterior es de 6 años, cuando el cash-flow del proyecto de hace positivo para un precio del consumo eléctrico de 0,08€/kWh.

Escenario 3: precio consumo eléctrico 0,10 €/kWh

Para un precio de 0,10€/kWh el precio del consumo anual de la planta es de 4.588.236 €/año del cual el 35% podría ser producido por el sistema de generación con un beneficio de 1.514.118€/año.

Encarecimiento del mantenimiento 0,025	2.018	2.019	2.020	2.021	2.022	2.023	2.024	2.025	2.026	2.027	2.028
Encarecimiento coste electricidad 0,03	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tasa de impuestos 0,36											
Inversión inicial	-5.729.400										
Ingresos		1.514.118	1.560.946	1.609.223	1.658.993	1.710.302	1.763.198	1.817.730	1.873.948	1.931.905	1.991.655
Mantenimiento(€/año)		-40.000	-41.026	-42.078	-43.156	-44.263	-45.398	-46.562	-47.756	-48.980	-50.236
Consumo electricidad sistema		-35.000	-36.082	-37.198	-38.349	-39.535	-40.758	-42.018	-43.318	-44.657	-46.039
Consumo evitado torre acondicionamiento		25.000	25.773	26.570	27.392	28.239	29.113	30.013	30.941	31.898	32.885
Amortización		-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940	-572.940
Resultado bruto		891.178	936.671	983.577	1.031.939	1.081.803	1.133.215	1.186.222	1.240.876	1.297.226	1.355.325
Impuestos		-320.824	-337.202	-354.088	-371.498	-389.449	-407.957	-427.040	-446.715	-467.001	-487.917
Resultado tras impuestos		570.354	599.470	629.489	660.441	692.354	725.257	759.182	794.160	830.224	867.408
Cash-Flow(Beneficios+amortizaciones)		1.143.294	1.172.410	1.202.429	1.233.381	1.265.294	1.298.197	1.332.122	1.367.100	1.403.164	1.440.348
Cash-Flow Proyecto	-5.729.400	1.143.294	1.172.410	1.202.429	1.233.381	1.265.294	1.298.197	1.332.122	1.367.100	1.403.164	1.440.348
Cash-Flow Proyecto acumulado	-5.729.400	-4.586.106	-3.413.696	-2.211.267	-977.886	287.408	1.585.606	2.917.728	4.284.829	5.687.993	7.128.341

Tabla 10, pay-back con precio del consumo eléctrico de 0.10€/kWh

El periodo de recuperación de la inversión como se puede ver en la imagen anterior es de 5 años, cuando el cash-flow del proyecto de hace positivo para un precio del consumo eléctrico de 0,10€/kWh.

6.3. Conclusiones

El potencial del aprovechamiento energético mediante el uso de la cogeneración con ciclo de cola en una cementera es una técnica que como se ha podido comprobar, es viable. Se tienen unos efluentes gaseosos a elevada temperatura que no son aprovechados correctamente y gracias al estado de la técnica y el desarrollo que se ha alcanzado en este tipo de tecnologías es un potencial que conviene aprovechar.

Se han considerado dos posibles puntos de aprovechamiento de la energía residual del proceso de fabricación del cemento, dando lugar a dos alternativas distintas que se han analizado en paralelo, considerando sus ventajas e inconvenientes respectivos. Para ambas opciones, se ha considerado oportuna la recuperación sobre aceite térmico debido a las distancias entre los puntos de recuperación, descartando así la recuperación directa sobre el fluido orgánico, aun así, sería opción a considerar en el caso de recuperación tan solo en recuperadores evitando así los costes del circuito caloportador.

Dentro las tecnologías disponibles para realizar cogeneración en cola, aprovechando la energía térmica residual en determinados puntos de la planta de cemento, se ha visto que los sistemas tipo ORC, con un fluido orgánico son los más adecuados debido a las temperaturas de los gases. El sistema dimensionado permite una generación de energía eléctrica del 20% de la energía aportada al mismo (residual del proceso de fabricación de cemento), quedando el 78% nuevamente disponible como energía térmica con un nivel más bajo, permitiendo a la planta de estudio mejorar la eficiencia del proceso un 35% gracias al autoconsumo de la potencia eléctrica generada.

Los equipos a instalar para la mejora del proceso no afectarían en ningún caso al mismo o a la calidad del producto generado, ya que se trata de sustituir el uso de aire frío o agua por recuperadores de calor para enfriar los gases que se encuentran a elevada temperatura.

Adicionalmente, la introducción de la cogeneración en cola, con la consiguiente reducción de la demanda eléctrica reduce las emisiones de CO₂ indirectas imputables a la producción de cemento en 37 toneladas equivalentes de CO₂ al año, tan solo con la reducción del consumo eléctrico de la red eléctrica.

Teniendo en cuenta la mejora en la eficiencia del proceso que conlleva el uso de la cogeneración con ciclo ORC, que el periodo de recuperación de la inversión es de 7 años para el precio por el cual la empresa de estudio paga actualmente el consumo eléctrico, sabiendo además que la duración de los equipos se puede asumir que será de hasta 20 años, se puede asegurar la viabilidad tecno-económica del estudio realizado.

ANEXO CÁLCULOS

A.1. Cálculo flujos de calor disponible a la salida del enfriador horno 1

Se realiza el cálculo para las medias de las temperaturas y presiones medidas en la fábrica durante varios periodos de tiempo en los cuales la misma se encuentra en funcionamiento normal.

Composición de los gases: ya que el aire atmosférico entra en contacto directo con el clínker y aumenta su temperatura mediante un calentamiento sensible se tomará la composición del aire con sus componentes principales en % en volumen, 21% O_2 , 79% N_2 .

Para calcular la densidad (en condiciones normales de presión y temperatura) que posteriormente se utilizará para el cálculo del flujo másico tenemos:

$$21\% O_2 \rightarrow 1m^3_{aire} \cdot \frac{1000L_{aire}}{1m^3_{aire}} \cdot \frac{210L_{O_2}}{1000L_{aire}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} = 9,375mol_{O_2} \cdot \frac{32g_{O_2}}{1mol_{O_2}} = 300g_{O_2}$$

$$79\% N_2 \rightarrow 1m^3_{aire} \cdot \frac{1000L_{aire}}{1m^3_{aire}} \cdot \frac{790L_{N_2}}{1000L_{aire}} \cdot \frac{1mol_{N_2}}{22,4L_{N_2}} = 33,27mol_{N_2} \cdot \frac{28g_{N_2}}{1mol_{N_2}} = 987,5g_{N_2}$$

Así se obtiene que la densidad de la mezcla de gases en condiciones normales es:

$$Densidad_{ChE,CCNN} = \frac{300g_{O_2} + 987,5g_{N_2}}{1m^3_{aire}} = 1,287 \text{ kg}/m^3$$

Sabiendo que el volumen varía en función de la T^a y Presión, y que las mismas en la chimenea son de 221 grados y 1 atm.:

$$1m^3_{aire} \cdot \frac{T_{ChE,Real}}{T_{ChE,CCNN}} \cdot \frac{P_{ChE,CCNN}}{P_{ChE,Real}} = 1m^3_{aire} \cdot \frac{221 + 273K}{273K} \cdot \frac{1 \text{ atm}}{1 \text{ atm}} = 1,809m^3_{aire}$$

$$Densidad_{ChE} = \frac{300g_{O_2} + 987,5g_{N_2}}{1,809m^3_{aire}} = 0,712 \text{ kg}/m^3$$

Teniendo como dato el caudal de la chimenea del enfriador:

$$Q_{ChE} = 291.250 \text{ m}^3/h$$

Para calcular el flujo másico:

$$\dot{m}_{ChE} = Q_{ChE} \cdot Densidad_{ChE} = 291.250 \text{ m}^3/h \cdot 0.712 \text{ kg}/m^3 \cdot \frac{1 \text{ hora}}{3600s} = 57,6 \text{ kg}/s$$

Una vez que se sabe el flujo másico de la mezcla de gases que se podría utilizar en el posible sistema de cogeneración y suponiendo que este flujo másico no cambia desde que entra por el conducto de desempolvado (salida del enfriador de clínker hacia el filtro) hasta que sale por la chimenea nos queda calcular el flujo de calor que se podría extraer de él en el lugar donde estará situado el recuperador. La situación de este será previa a la entrada del filtro electrostático donde se encontrará una depresión de 0,98atm y una temperatura de 263 grados.

El flujo de calor máximo recuperable vendrá dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}(H_{Sal} - H_{Ent}) = \dot{m} \int_{T_{Sal}}^{T_{Ent}} C_p dT$$

Como se trata de una mezcla de gases con diferentes flujos másicos y calores específicos:

$$\dot{Q}_{Mezcla} = \dot{m}_{O_2} \int_{T_{Sal}}^{T_{Ent}} C_{p_{O_2}} dT + \dot{m}_{N_2} \int_{T_{Sal}}^{T_{Ent}} C_{p_{N_2}} dT$$

Siendo los calores específicos en función de la temperatura, siendo T la temperatura en K:

$$\text{Oxígeno} \rightarrow C_p = 0,9203 + 0,0001065 T$$

$$\text{Nitrógeno} \rightarrow C_p = 1,024 + 0,00008855 T$$

Para calcular los flujos másicos se utilizará el caudal que pasa por el tramo de conducto donde se encontraría el recuperador Q_{Recup} , este caudal se obtendría con el caudal en la chimenea sabiendo el correspondiente cambio de volumen debido a la presión de -20mbar y temperatura.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{O_2} &= Q_{Recup} \cdot \%_{O_2} \cdot \text{Densidad}_{O_2, Cond. Recup} = \\ &= 291.250 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \frac{21\%_{O_2}}{100\%} \cdot 0,79 \text{ kg}/\text{m}^3_{O_2} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 13,4 \text{ kg}/\text{s} \end{aligned}$$

$$\text{Densidad}_{O_2, CCNN} = \frac{1000L}{1\text{m}^3} \cdot \frac{1\text{mol}_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{32g_{O_2}}{1\text{mol}_{O_2}} = 1,43 \text{ kg}/\text{m}^3_{O_2}$$

$$\begin{aligned} \text{Densidad}_{O_2, Chim} &= \frac{\text{Densidad}_{O_2, Chim}}{\frac{T_{Chim}}{T_{CCNN}} \cdot \frac{P_{CCNN}}{P_{Chim}}} = \\ &= \frac{1,43 \text{ kg}/\text{m}^3_{O_2}}{\frac{221 + 273}{273}} = 0,79 \text{ kg}/\text{m}^3_{O_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{N_2} &= Q_{Recup} \cdot \%_{N_2} \cdot \text{Densidad}_{N_2, Cond. Recup} = \\ &= 291.250 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \frac{79\%_{N_2}}{100\%} \cdot 0,69 \text{ kg}/\text{m}^3_{N_2} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 44,1 \text{ kg}/\text{s} \end{aligned}$$

$$\text{Densidad}_{N_2, CCNN} = \frac{1000L}{1\text{m}^3} \cdot \frac{1\text{mol}_{N_2}}{22,4L_{N_2}} \cdot \frac{28g_{N_2}}{1\text{mol}_{N_2}} = 1,25 \text{ kg}/\text{m}^3_{N_2}$$

$$\begin{aligned} \text{Densidad}_{N_2, Chim} &= \frac{\text{Densidad}_{N_2, Chim}}{\frac{T_{Chim}}{T_{CCNN}} \cdot \frac{P_{CCNN}}{P_{Chim}}} = \\ &= \frac{1,25 \text{ kg}/\text{m}^3_{N_2}}{\frac{221 + 273}{273}} = 0,69 \text{ kg}/\text{m}^3_{N_2} \end{aligned}$$

Procediendo a realizar los cálculos tomando como dato de fábrica una temperatura de entrada al recuperador de 263 grados y diferentes temperaturas a la salida del mismo se obtiene la siguiente tabla:

Tª final sistema de recuperación	kW
60	12.089
80	10.906
100	9.722
120	8.535
140	7.346
160	6.155
180	4.962
200	3.767
220	2.570
240	1.370
260	168

Tabla 11, potencias calculadas enfriador

En la tabla se puede ver como dependiendo de la temperatura de salida de los gases del recuperador la energía térmica que se podría extraer.

A.2. Análisis de los flujos a la salida de los ciclones horno 1

El flujo de gases que sale de los ciclones (torre de intercambio) será estudiado empezando desde aguas abajo, es decir, desde los gases de escape de la chimenea del horno. Para todo ello se tomará la media en las medidas durante cinco periodos de tiempo durante los cuales la fábrica esté funcionando en marcha directa, modo en el cual los gases que salen por los ciclones son enfriados en una torre de acondicionamiento antes de ser filtrados y expulsados a la atmosfera. En dicha torre de acondicionamiento los gases son mezclados con agua pulverizada. El método para el estudio de los gases que entran en la torre de acondicionamiento será realizando un balance de materia a la misma.

VALOR MEDIO DE LOS DATOS DE INTERES EN HORAS DE MARCHA DIRECTA HORNO 1							
		22-1-16 4h	16-2-16 4h	9-3-16 4h	26-3-16 2h	3-4-16 3h30m	MEDIA
Salida intercambiador ciclones	Tª[°C]	387,00	383,00	380,00	385,00	387,00	384,40
	Presion[mbar]	-44,30	-77,00	-75,00	-43,50	-44,30	-56,82
	O2[%v]	5,23	4,56	4,77	4,71	5,23	4,90
Chimenea	Q[m3/h]	513.000	507.000	533.000	524.000	517.000	518.800
	Tª[°C]	159	162	161	162	161	161
	O2[%v]	9,94	9,82	10,54	10,38	10,55	10,25
	CO2[%v]	16,52	16,81	16,00	16,77	16,92	16,60
	H2O[%v]	59,06	57,95	59,18	58,37	57,13	58,34
Torre acondicionamiento	N2[%v]	14,48	15,42	14,28	14,48	15,40	14,81
	Q[m3/h]	15,48	14,50	13,46	14,26	15,81	14,70
	Tª sal[°C]	180	180	185	185	180	182

Tabla 12, valores medios marcha directa

Para el cálculo en este caso, no se desestimarán entradas de aire falso en el sistema, ya que con respecto al flujo principal de gases no serán despreciables, este aire falso se constituirá principalmente por el aire frío que entra por las válvulas de seguridad antes del filtro híbrido, la función principal de éstas es que en ningún caso los gases pudieran deteriorar las mangas del filtro. Por otra parte, el polvo que será arrastrado por los gases que no afectará en gran medida a nuestro cálculo termodinámico, pero si a condiciones de diseño.

Se realizarán balances de materia a cada uno de los componentes, así como los balances de energía en los puntos de mezcla, los cuales serán, la torre de acondicionamiento y la entrada de aire falso.

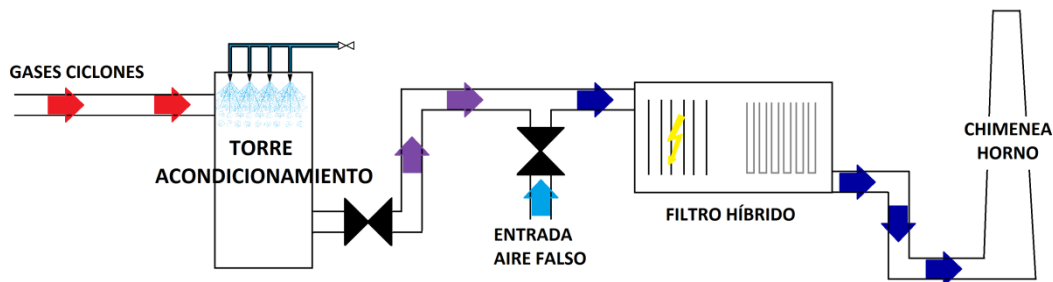


Ilustración 46, esquema marcha directa 2

Datos disponibles: Estos datos se refieren a un día de funcionamiento normal de la fábrica, momento en el cual se encontraba trabajando en modo marcha directa.

Datos		
Ciclones	Caudal [m ³ /h]	495350,00
	Temperatura[°C]	384,40
	Presion[Pa]	95643
	%O ₂	4,90
	Temperatura[°C]	15
	%O ₂	21
	%N ₂	79
	%H ₂ O	0
Chimenea	Caudal [m ³ /h]	518.800
	Temperatura[°C]	161
	%O ₂	10,25
	%CO ₂	16,60
Torre acondicionamiento	Caudal agua[m ³ /h]	14,70
	Densidad [Kg/m ³]	998,29
	Temperatura entrada gases[°C]	375
	Temperatura salida gases[°C]	182
	Temperatura entrada agua[°C]	15

Tabla 13, datos de fábrica horno 1

Los datos de las composiciones de los gases en los ciclones provienen de analizadores fijos situados en la torre de intercambio.

La composición del aire falso será la atmosférica.

Los datos de chimenea provienen de sensores colocados en la salida de chimenea.

Se tienen sensores de temperatura a la entrada y la salida de la torre de acondicionamiento y de caudal para el agua de entrada.

Se calculará la densidad de cada uno de los gases suponiendo comportamiento como gas ideal, obteniendo una tabla de densidades para cada una de las condiciones de temperatura y presión.

Ciclones:

La densidad del Oxígeno en condiciones normales sería:

$$O_2 \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{32g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 1,428 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

Sabiendo que el volumen varía en función de su presión y temperatura se transforma a condiciones en los ciclones y se obtiene:

$$O_2 \rightarrow \frac{1,428 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{384,4+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{95643Pa}} = 0,560 \text{ kg}/m^3$$

Se repetirá esta operación para cada uno de los gases en cada una de las condiciones de presión y temperatura:

$$H_2O \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{18g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 0,803 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

$$H_2O \rightarrow \frac{0,803 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{384,4+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{95643Pa}} = 0,315 \text{ kg}/m^3$$

$$CO_2 \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{44g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 1,964 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

$$CO_2 \rightarrow \frac{1,964 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{384,4+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{95643Pa}} = 0,770 \text{ kg}/m^3$$

$$N_2 \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{28g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 1,25 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

$$N_2 \rightarrow \frac{1,25 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{384,4+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{95643Pa}} = 0,490 \text{ kg}/m^3$$

Chimenea:

Se considerará que en chimenea la presión absoluta muy próxima a la atmosférica y por lo tanto no influirá en las densidades:

$$O_2 \rightarrow \frac{1,428 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{161+273K}{273K}} = 0,899 \text{ kg}/m^3$$

$$H_2O \rightarrow \frac{0,803 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{161+273K}{273K}} = 0,505 \text{ kg}/m^3$$

$$CO_2 \rightarrow \frac{1,964 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{161+273K}{273K}} = 1,236 \text{ kg}/m^3$$

$$N_2 \rightarrow \frac{1,25 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{161+273K}{273K}} = 0,786 \text{ kg}/m^3$$

Aire falso:

Las condiciones que se tomarán para el cálculo serán las de entrada de los gases, es decir las atmosféricas:

$$O_2 \rightarrow \frac{1,428 \frac{kg O_2}{m^3}}{\frac{15+273K}{273K}} = 1,354 \frac{kg}{m^3}$$

$$H_2O \rightarrow \frac{0,803 \frac{kg O_2}{m^3}}{\frac{15+273K}{273K}} = 0,762 \frac{kg}{m^3}$$

$$N_2 \rightarrow \frac{1,25 \frac{kg O_2}{m^3}}{\frac{15+273K}{273K}} = 1,185 \frac{kg}{m^3}$$

Así obtenemos la siguiente tabla:

Calculo densidades [kg/m3]			
	Chimenea	Ciclones	Aire frio
Presión [Pa]	101325	95643	101325
Temperatura [K]	434	657,4	288
O2 [kg/m3]	0,899	0,560	1,354
H2O [kg/m3]	0,505	0,315	0,762
CO2 [kg/m3]	1,236	0,770	-
N2 [kg/m3]	0,786	0,490	1,185

Tabla 14, resultados densidades hoja de cálculo

A.3. Balances de materia

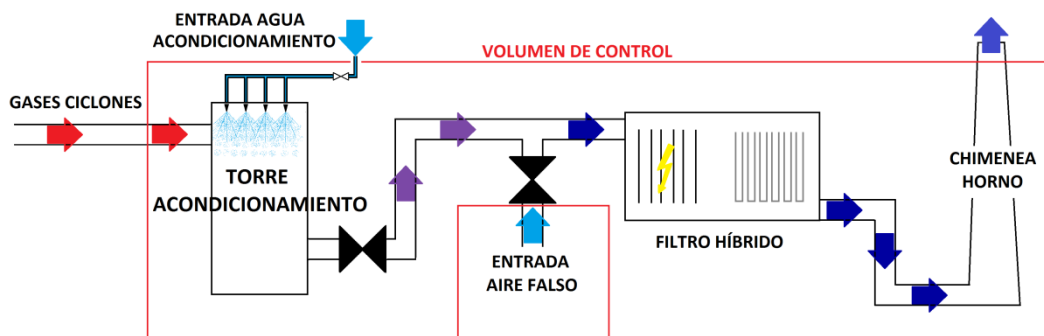


Ilustración 47, volumen de control esquema marcha directa

Balance de materia O₂

Ciclones:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{O_2,Ciclones} &= Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,O_2} \cdot Densidad_{O_2,Ciclones} = \\ &= 495.350 \text{ m}^3/h \cdot 4,9\%_v \cdot 0,560 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} = 3,78 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Chimenea:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{O_2,Chimenea} &= Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,O_2} \cdot Densidad_{O_2,Chimenea} = \\ &= 518.800 \text{ m}^3/h \cdot 10,25\%_v \cdot 0,899 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} = 13,27 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Aire falso:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{O_2,AF} &= \dot{m}_{O_2,Chimenea} - \dot{m}_{O_2,Ciclones} = 9,49 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{O_2,AF} &= Q_{T,AF} \cdot \%_{v,O_2} \cdot Densidad_{O_2,AF} = 9,49 \text{ kg/s} \\ Q_{T,AF} \cdot 21\%_v \cdot 1,354 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} &= 9,49 \text{ kg/s} \\ Q_{T,AF} &= 120.177 \text{ m}^3/h\end{aligned}$$

Balance de materia N₂

Chimenea:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{N_2,Chimenea} &= Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,N_2} \cdot Densidad_{N_2,Chimenea} = \\ &= 518.800 \text{ m}^3/h \cdot 62,15\%_v \cdot 0,786 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} = 70,42 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Aire falso:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{N_2,AF} &= Q_{T,AF} \cdot \%_{v,N_2} \cdot Densidad_{N_2,AF} \\ 120.177 \text{ m}^3/h \cdot 79\%_v \cdot 1,185 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} &= 31,25 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Ciclones:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{N_2,Ciclones} &= \dot{m}_{N_2,Chimenea} - \dot{m}_{N_2,AF} = 39,18 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{N_2,Ciclones} &= Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,N_2} \cdot Densidad_{N_2,Ciclones} = 39,18 \text{ kg/s} \\ 495.350 \text{ m}^3/h \cdot \%_{v,N_2} \cdot 0,49 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} &= 39,18 \text{ kg/s} \\ \%_{v,N_2} &= 58,11\%\end{aligned}$$

Balance de materia H_2O

Chimenea:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{H_2O,Chimenea} &= Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,H_2O} \cdot Densidad_{H_2O,Chimenea} = \\ &= 218.000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 11\%_{v} \cdot 0,505 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 8,01 \text{ kg}/\text{s}\end{aligned}$$

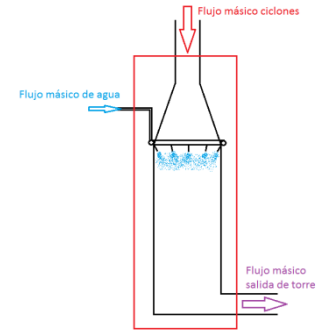


Ilustración 48, VC torre de enfriamiento

Torre acondicionamiento:

$$\dot{m}_{H_2O,TAcond} = Q_{H_2O,TAcond} \cdot Densidad_{H_2O,TAcond}$$

$$\dot{m}_{H_2O,TAcond} = 14,7 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 998,29 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 4,08 \text{ kg}/\text{s}$$

Ciclones:

$$\dot{m}_{H_2O,Ciclones} = \dot{m}_{H_2O,Chimenea} - \dot{m}_{H_2O,TAcond} = 3,94 \text{ kg}/\text{s}$$

$$\dot{m}_{H_2O,Ciclones} = Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,H_2O} \cdot Densidad_{H_2O,Ciclones} = 3,94 \text{ kg}/\text{s}$$

$$495.350 \cdot \%_{v,H_2O} \cdot 0,315 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 3,94 \text{ kg}/\text{s}$$

$$\%_{v,H_2O} = 9,08\%$$

Balance de materia CO_2

$$\dot{m}_{CO_2,Ciclones} = \dot{m}_{CO_2,Chimenea}$$

$$Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,CO_2} \cdot Densidad_{CO_2,Ciclones} = Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,CO_2} \cdot Densidad_{CO_2,Chimenea}$$

$$495.350 \cdot 27,91\% \cdot 0,77 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 518.800 \cdot 16,6\% \cdot 1,236 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$29,57 \approx 29,56$$

Nos valdrá para cerciorarnos que las composiciones medidas son precisas.

A.4. Resultados balances horno 1

Una vez terminados los cálculos se podrán comparar los resultados globales con el fin de comprobar que los balances cuadran.

Calculo flujos máxicos [kg/s]				
	Chimenea	Ciclones	Aire falso	Torre acond.
O2	13,269	3,776	9,493	-
H2O	8,013	3,936	0,000	4,077
CO2	29,566	29,571	-	-
N2	70,424	39,176	31,248	-
		76,458	40,741	4,077
Total	121,271		121,277	

Ilustración 49, comparativa flujos hoja cálculo

En este caso se puede comprobar cómo toda la materia que sale en forma de gases por la chimenea no es más que la suma de la materia que entra por la torre de acondicionamiento en forma de agua, por las entradas de aire falso al sistema y la proveniente del intercambiador de ciclones.

A.5. Análisis de los flujos a la salida de los ciclones horno 2

Al igual que para el cálculo realizado para el horno 1 se tomará la media en las medidas durante cinco periodos de tiempo durante los cuales la fábrica esté funcionando en marcha directa.

VALOR MEDIO DE LOS DATOS DE INTERES EN HORAS DE MARCHA DIRECTA HORNO 2							
		6-4-2016 5h	8-4-16 5h	8-4-16 2,5h	9-4-16 5h	13-4-16 5h	MEDIA
Salida intercambiador ciclones	Tª[°C]	409,21	398,90	395,38	403,68	395,62	400,56
	Presion[mbar]	-60,99	-65,29	-63,69	-62,14	-66,51	-63,72
	O2[%v]	5,54	5,55	5,56	6,13	5,85	5,73
Chimenea	Q[m3/h]	534.842	527.658	522.829	523.070	528.187	527.317
	Tª[°C]	160	152	158	159	157	157
	O2[%v]	11,66	11,67	11,31	11,69	11,48	11,56
	CO2[%v]	17,28	17,49	18,14	17,42	17,89	17,64
	H2O[%v]	27,04	21,38	26,69	26,60	26,87	25,72
	N2[%v]	44,02	49,46	43,86	44,29	43,76	45,08
Torre de acondicionamiento	Q[m3/h]	22,07	21,95	21,41	22,02	22,37	21,96
	Tª sal[°C]	189	181	181	181	177	182

Ilustración 50, datos fábrica horno 2

Ciclones:

La densidad del Oxígeno en condiciones normales sería:

$$O_2 \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{32g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 1,428 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

Sabiendo que el volumen varía en función de su presión y temperatura se adaptará el resultado a condiciones en los ciclones y se obtiene:

$$O_2 \rightarrow \frac{1,428 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{400,56+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{94952Pa}} = 0,543 \text{ kg}/m^3$$

Se repetirá esta operación para cada uno de los gases en cada una de las condiciones de presión y temperatura:

$$H_2O \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{18g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 0,803 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

$$H_2O \rightarrow \frac{0,803 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{400,56+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{94952Pa}} = 0,305 \text{ kg}/m^3$$

$$CO_2 \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{44g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 1,964 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

$$CO_2 \rightarrow \frac{1,964 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{400,56+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{94952Pa}} = 0,746 \text{ kg}/m^3$$

$$N_2 \rightarrow 1m^3_{O_2} \cdot \frac{1000L_{O_2}}{1m^3_{O_2}} \cdot \frac{1mol_{O_2}}{22,4L_{O_2}} \cdot \frac{28g_{O_2}}{1mol_{O_2}} \cdot \frac{1kg_{O_2}}{1000g_{O_2}} = 1,25 \text{ kg}/m^3 \text{ (ccnn)}$$

$$N_2 \rightarrow \frac{1,25 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{400,56+273K}{273K} \cdot \frac{101325Pa}{94952Pa}} = 0,475 \text{ kg}/m^3$$

Chimenea:

Se considerará que en chimenea la presión absoluta muy próxima a la atmosférica y por lo tanto no influirá en las densidades:

$$O_2 \rightarrow \frac{1,428 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{157,21+273K}{273K}} = 0,907 \text{ kg}/m^3$$

$$H_2O \rightarrow \frac{0,803 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{157,21+273K}{273K}} = 0,51 \text{ kg}/m^3$$

$$CO_2 \rightarrow \frac{1,964 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{157,21+273K}{273K}} = 1,246 \text{ kg}/m^3$$

$$N_2 \rightarrow \frac{1,56 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{157,21+273K}{273K}} = 0,793 \text{ kg}/m^3$$

Aire falso:

Las condiciones que se tomarán para el cálculo serán las de entrada de los gases, es decir las atmosféricas:

$$O_2 \rightarrow \frac{1,428 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{15+273K}{273K}} = 1,354 \text{ kg}/m^3$$

$$H_2O \rightarrow \frac{0,803 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{15+273K}{273K}} = 0,762 \text{ kg/m}^3$$

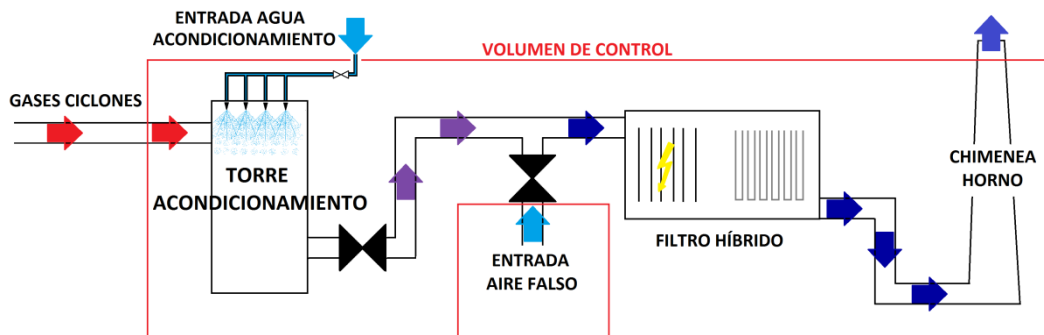
$$N_2 \rightarrow \frac{1,56 \frac{kg_{O_2}}{m^3}}{\frac{15+273K}{273K}} = 1,185 \text{ kg/m}^3$$

Así se obtiene la siguiente tabla:

Calculo densidades [kg/m3]			
	Chimenea	Ciclones	Aire frio
Presión [Pa]	101325	94952,6	101325
Temperatura [K]	430,21	673,56	288,00
O2 [kg/m3]	0,907	0,543	1,354
H2O [kg/m3]	0,510	0,305	0,762
CO2 [kg/m3]	1,246	0,746	-
N2 [kg/m3]	0,793	0,475	1,185

Ilustración 51, densidades horno 2 hoja de cálculo

A.6. Balances de materia



Balace de materia O₂

Ciclones:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{O_2, \text{Ciclones}} &= Q_{T, \text{Ciclones}} \cdot \%_{v, O_2} \cdot \text{Densidad}_{O_2, \text{Ciclones}} = \\ &= 445.600 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 5,73\%_v \cdot 0,543 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 3,85 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Chimenea:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{O_2, \text{Chimenea}} &= Q_{T, \text{Chimenea}} \cdot \%_{v, O_2} \cdot \text{Densidad}_{O_2, \text{Chimenea}} = \\ &= 527.317 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 11,56\%_v \cdot 0,907 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 15,35 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Aire falso:

$$\dot{m}_{O_2,AF} = \dot{m}_{O_2,Chimenea} - \dot{m}_{O_2,Ciclones} = 11,51 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{O_2,AF} = Q_{T,AF} \cdot \%_{v,O_2} \cdot \text{Densidad}_{O_2,AF} = 11,51 \text{ kg/s}$$

$$Q_{T,AF} \cdot 21\%_v \cdot 1,354 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} = 11,51 \text{ kg/s}$$

$$Q_{T,AF} = 145.671 \text{ m}^3/h$$

Balance materia N₂

Chimenea:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{N_2,Chimenea} &= Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,N_2} \cdot \text{Densidad}_{N_2,Chimenea} = \\ &= 527.317 \text{ m}^3/h \cdot 58,79\%_v \cdot 0,793 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} = 68,31 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Aire falso:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{N_2,AF} &= Q_{T,AF} \cdot \%_{v,N_2} \cdot \text{Densidad}_{N_2,AF} \\ 145.671 \text{ m}^3/h \cdot 79\%_v \cdot 1,185 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} &= 37,88 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Ciclones:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{N_2,Ciclones} &= \dot{m}_{N_2,Chimenea} - \dot{m}_{N_2,AF} = 30,43 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{N_2,Ciclones} &= Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,N_2} \cdot \text{Densidad}_{N_2,Ciclones} = 30,43 \text{ kg/s} \\ 445.600 \text{ m}^3/h \cdot \%_{v,N_2} \cdot 0,475 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} &= 30,43 \text{ kg/s} \\ \%_{v,N_2} &= 51,79\% \end{aligned}$$

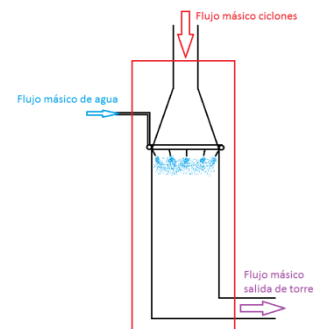
Balance materia H₂O

Chimenea:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O,Chimenea} &= Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,H_2O} \cdot \text{Densidad}_{H_2O,Chimenea} = \\ &= 527.317 \text{ m}^3/h \cdot 12\%_v \cdot 0,51 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1h}{3600s} = 8,96 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Torre acondicionamiento:

$$\dot{m}_{H_2O,TAcond} = Q_{H_2O,TAcond} \cdot \text{Densidad}_{H_2O,TAcond}$$



$$\dot{m}_{H_2O,TAcond} = 21,96 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 998,29 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 6,09 \text{ kg}/\text{s}$$

Ciclones:

$$\dot{m}_{H_2O,Ciclones} = \dot{m}_{H_2O,Chimenea} - \dot{m}_{H_2O,TAcond} = 2,87 \text{ kg}/\text{s}$$

$$\dot{m}_{H_2O,Ciclones} = Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,H_2O} \cdot \text{Densidad}_{H_2O,Ciclones} = 2,87 \text{ kg}/\text{s}$$

$$445.600 \cdot \%_{v,H_2O} \cdot 0,305 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 2,87 \text{ kg}/\text{s}$$

$$\%_{v,H_2O} = 7.6\%$$

Balance materia CO₂

$$\dot{m}_{CO_2,Ciclones} = \dot{m}_{CO_2,Chimenea}$$

$$Q_{T,Ciclones} \cdot \%_{v,CO_2} \cdot \text{Densidad}_{CO_2,Ciclones} = Q_{T,Chimenea} \cdot \%_{v,CO_2} \cdot \text{Densidad}_{CO_2,Chimenea}$$

$$445.600 \cdot 34.88\% \cdot 0,746 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 527.317 \cdot 17,64\% \cdot 1,246 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}}$$

$$32,213 \approx 31,214$$

Nos valdrá para cerciorarnos que las composiciones medidas son precisas.

A.7. Resultados balances horno 2

Una vez terminados los cálculos se pueden comparar los resultados globales con el fin de comprobar que los balances cuadran.

Calculo flujos másicos [kg/s]				
	Chimenea	Ciclones	Aire falso	Torre acond.
O ₂	15,353	3,846	11,507	-
H ₂ O	8,963	2,872	0,000	6,091
CO ₂	32,214	32,213	-	-
N ₂	68,311	30,434	37,877	-
		69,366	49,384	6,091
Total	124,842		124,840	

Ilustración 52, comparativa flujos hoja cálculo horno 2

En el caso del balance global de materia se puede comprobar cómo toda la materia que sale en forma de gases por la chimenea no es más que la suma de la materia que entra por la torre de acondicionamiento en forma de agua, por las entradas de aire falso al sistema y la proveniente del intercambiador de ciclones.

A.8. Cálculo de potencias térmicas

Por potencia térmica se refiere a la cantidad de calor que sería posible extraer de sendos flujos gaseosos, es decir, mediante un intercambio de calor a un foco frío lograr una reducción de su temperatura.

Para ello es necesario definir el **calor específico**, que es la cantidad de calor que ha de aplicarse a un sistema homogéneo para producir una variación determinada de su temperatura, éste debe ser proporcional a la masa del sistema. Es una magnitud que solo depende de la naturaleza de la sustancia, pero no de su cantidad.

De acuerdo con lo anterior, la cantidad de calor absorbida o retirada de un sistema para aumentar su temperatura de T_1 a T_2 sería:

$$Q = m \cdot \Delta H = m \cdot (H_2 - H_1) = m \int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT$$

Siendo:

- Q Energía térmica aportada o retirada [kJ]
- m La masa del sistema [kg]
- C_p El calor específico de la sustancia [kJ/kg K]

Como se tiene un gasto másico de gases la expresión anterior quedaría:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta H = \dot{m} \cdot (H_2 - H_1) = \dot{m} \int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT$$

Siendo:

- \dot{Q} Flujo energía térmica aportada o retirada [kW]
- \dot{m} Gasto másico del sistema [kg/s]
- C_p El calor específico de la sustancia [kJ/kg K]

A.9. Salidas intercambiadores ciclones

En este apartado se realizará el cálculo de la potencia térmica de los efluentes de gases a la salida de los ciclones, éste es el efluente de gases más calientes y para el cual la potencia obtenida será mayor.

A continuación, se tienen listados los calores específicos de los diferentes gases que se encuentran en estos excedentes, que a presión contante varían en función de la temperatura, siendo T la temperature en K:

$$\text{Oxígeno} \rightarrow C_p = 0,9203 + 0,0001065 T$$

$$\text{Nitrógeno} \rightarrow C_p = 1,024 + 0,00008855 T$$

$$\text{Vapor de agua} \rightarrow C_p = 1,833 + 0,0003111 T$$

$$\text{Dióxido de carbono} \rightarrow C_p = 0,8654 + 0,0002443 T$$

$$\text{Oxígeno} \rightarrow \int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT = \left[0,9203 T + \frac{0,0001065 T^2}{2} \right]_{T_2}^{T_1}$$

$$\text{Nitrógeno} \rightarrow \int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT = \left[1,024 T + \frac{0,00008855 T^2}{2} \right]_{T_2}^{T_1}$$

$$\text{Vapor de agua} \rightarrow \int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT = \left[1,833 T + \frac{0,0003111 T^2}{2} \right]_{T_2}^{T_1}$$

$$\text{Dióxido de carbono} \rightarrow \int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT = \left[0,8654 T + \frac{0,00008855 T^2}{2} \right]_{T_2}^{T_1}$$

Sustituyendo con los valores calculados anteriormente se obtiene la siguiente tabla con las potencias para diferentes temperaturas a la salida del posible recuperador, estas son las potencias máximas orientativas que se podrían obtener de los efluentes.

FLUJO DE CALOR CICLONES HORNO 1		FLUJO DE CALOR CICLONES HORNO 2	
Tª final sistema de recuperación	kW	Tª final sistema de recuperación	kW
100	23.531	100	22.257
120	21.909	120	20.809
140	20.282	140	19.357
160	18.650	160	17.900
180	17.013	180	16.438
200	15.371	200	14.971
220	13.724	220	13.499
240	12.072	240	12.023
260	10.415	260	10.542
280	8.754	280	9.056
300	7.087	300	7.566

A.10. Salidas enfriadores

En este apartado se realizará el cálculo de la potencia térmica de los efluentes de gases a la salida de los ciclones, estos gases se encuentran a un nivel de temperatura mucho menor que los que se tendrán a la salida de los ciclones, pero son aprovechables, ya sea por sí solos o como aporte de calor complementario al fluido antes de recalentarlo en el recuperador de ciclones.

El calor específico del aire caliente a recuperar viene dado por la siguiente expresión:

$$C_p = 0,9956 + 0,00009299 T$$

$$\int_{T_2}^{T_1} C_p \cdot dT = \left[0,9956 T + \frac{0,00009299 T^2}{2} \right]_{T_2}^{T_1}$$

Sustituyendo con los valores calculados anteriormente se obtiene la siguiente tabla con las potencias para diferentes temperaturas a la salida del posible recuperador, estas serían las potencias máximas orientativas que se podrían obtener de los efluentes:

FLUJO CALOR ENFRIADOR HORNO 1		FLUJO CALOR ENFRIADOR HORNO 2	
Tª final sistema de recuperación	kW	Tª final sistema de recuperación	kW
60	12.089	60	12.467
80	10.906	80	11.303
100	9.722	100	10.138
120	8.535	120	8.970
140	7.346	140	7.800
160	6.155	160	6.628
180	4.962	180	5.454
200	3.767	200	4.278
220	2.570	220	3.100
240	1.370	240	1.919
260	168	260	737

ANEXO TABLAS

Turboden Heat Recovery (HR) Units - Typical Range of Operation and Performances

	TURBODEN 6/7 HR <i>DE</i>		TURBODEN 10 to 14 HR <i>DE</i>		TURBODEN 18 to 24 HR <i>DE</i>		TURBODEN 27 to 40 HR <i>DE</i>		TURBODEN 50 to 100 HR <i>DE</i>		
	Range of Operation	Reference Case TD 6 HR	Range of Operation	Reference Case TD 10 HR	Range of Operation	Reference Case TD 22 HR SPLIT	Range of Operation	Reference Case TD 40 HR SPLIT	Range of Operation	Reference Case TD 70 HR	
INPUT* - Thermal Oil											
Thermal Oil inlet temperature	°C	240-300	270	240-310	290	240-310	285	250-315	315	240-310	290
Thermal Oil outlet temperature	°C	170-120	140	170-120	145	170-120	120	170-120	130	150-110	115
Thermal power input	MW	2.5-4.0	3.0	5.0-7.0	5.54	8.0-12.0	11.21	13.0-22.0	21.40	24.0-50.0	32.00
Thermal Oil inlet temperature	°F	464-572	518	464-590	554	464-590	545	482-599	599	464-590	554
Thermal Oil outlet temperature	°F	338-248	284	338-248	293	338-248	248	338-248	266	302-230	239
Thermal power input	MMBtu/hr	8.53-13.65	10.24	17.06-23.88	18.90	27.30-40.95	38.25	44.36-75.07	73.02	81.89-170.61	109.00
OUTPUT** - Cooling Water											
Typical cooling water temperature (in/out)	°C	25/35	25/35	25/35	26/38	25/40	22/40	20/45	22/54	25/40	20/27
Thermal power to condenser	MW	2.0-3.5	2.4	4.0-5.0	4.4	6.0-9.5	9.0	10.0-17.5	17.2	19.2-40.0	25.2
Typical cooling water temperature (in/out)	°F	77/95	77/95	77/95	79/100	77/104	72/104	68/113	72/129	77/104	68/81
Thermal power to condenser	MMBtu/hr	6.82-11.94	8.19	13.65-17.06	15.01	20.47-32.42	30.71	34.12-59.71	58.69	65.51-136.49	86.00
PERFORMANCES											
Gross electric power	kW	500-800	600	900-1600	1108	1700-2500	2120	2600-4500	4000	4800-10500	6800
Gross electric efficiency***		17%-20%	20%	17%-22%	20%	17%-22%	19%	17%-21%	19%	17%-22%	21%
Captive power consumption	kW	18-36	25	36-70	46	60-100	80	100-200	200	200-800	465
Net active electric power output	kW	480-760	575	850-1550	1062	1650-2400	2040	2500-4000	3800	4500-9800	6335
Net electric efficiency***		16%-19%	19%	16%-21%	19%	16%-21%	18%	16%-20%	18%	16%-21%	20%
Electric generator****		50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 400V 60Hz, 480V	50Hz, 660V 60Hz, 4160V	50Hz, 660V 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V	50Hz, 6kV 60Hz, 4160V	60Hz, 4160V
Cooling systems		closed loop water cooling or wet tower		closed loop water cooling or wet tower		closed loop water cooling or wet tower		closed loop water cooling or wet tower		wet tower or air condenser	
Typical delivery time (EXW)	Months	9-11		9-11		9-11		11-13		12-14	

Tabla 15, especificaciones equipos Turboden

Modelos	Con relleno laminar "TEVAFilm" With film filling "TEVAFilm"					Con relleno de goteo "TEVAPlash" With splash filling "TEVAPlash"					Pot. motor kW			
	Pot. térmica kW (1)	Pesos aproximados (kg) (2)			Pot. térmica kW (1)	Pesos aproximados (kg) (2)			Nivel sonoro 15m (3) dB(A)					
Models	Heat rejection kW (1)	Weigh approx (kg) (2)			Heat rejection kW (1)	Weigh approx (kg) (2)				Noise level 15m (3) dB(A)	Power motor kW			
		With basin		Supl.		Without basin		Supl.						
		net	In oper	Supl.	net	In oper	Supl.	net	In oper					
TPAS 80	3093	4815	12605	510	3785	4510	3056	5695	13485	510	4645	5390	54	18,5
TPA 80	3093	4395	12185	510	3695	4440	3056	5275	13065	510	4575	5320	62	18,5
TPAS 81	3232	4835	12625	510	3785	4530	3206	5715	13505	510	4665	5410	54	22
TPA 81	3318	4415	12205	510	3715	4460	3244	5295	13085	510	4595	5340	62	22
TPAS 82	3563	5035	12825	540	3985	4730	3315	6355	14145	540	5305	6050	54	22
TPA82	3782	4620	12410	540	3920	4665	3424	5940	13730	540	5240	5985	62	22
TPAS 83	3956	5055	12845	540	4005	4750	3489	6375	14165	540	5325	6070	55	30
TPA 83	4085	4650	12440	540	3950	4695	3748	5970	13760	540	5270	6015	63	30
TPAS 84	4293	5385	13175	550	4335	5080	3800	7145	14935	550	6095	6840	55	30
TPA 84	4342	4940	12730	550	4240	4985	3839	6700	14490	550	6000	6745	63	30
TPAS 85	4442	5400	13190	550	4350	5095	3793	7160	14950	550	6110	6855	55	37
TPA 85	4616	4975	12765	550	4275	5020	3935	6735	14525	550	6035	6780	64	37
TPAS 86	4596	5990	15485	650	4690	5625	4117	7630	17125	650	6330	7265	55	30
TPA 86	4771	5510	15005	650	4640	5575	4334	7150	16645	650	6280	7215	63	30
TPAS 87	4815	6035	15530	650	4735	5670	4420	7675	17170	650	6375	7310	55	37
TPA 87	5076	5540	15035	650	4670	5605	4678	7180	16675	650	6310	7245	63	37
TPAS 88	5154	6280	15755	680	4960	5895	4471	8460	17955	680	7160	8095	55	37
TPA 88	5403	5745	15240	680	4875	5810	4757	7945	17440	680	7075	8010	64	37
TPAS 89	5353	6335	15830	680	5035	5970	4567	8535	18030	680	7235	8170	56	45
TPA 89	5701	5795	15290	680	4925	5860	4949	7995	17490	680	7125	8060	64	45

Tabla 16, especificaciones equipos TEVA

Typical Physical Characteristics

Thermia B			
Density at 15 °C	kg/m ³	ISO 12185	868
Flash Point PMCC	°C	ISO 2719	210
Flash Point COC	°C	ISO 2592	220
Fire Point COC	°C	ISO 2592	255
Pour Point	°C	ISO 3016	-12
Kinematic Viscosity		ISO 3104	
at 0 °C	mm ² /s		230
at 40 °C	mm ² /s		25
at 100 °C	mm ² /s		4.7
at 200 °C	mm ² /s		1.2
Initial Boiling Point	°C	ASTM D 2887	355
Autoignition Temperature	°C	DIN 51794	360
Neutralisation Value	mgKOH/g	ASTM D974	< 0.05
Ash (Oxid)	%m/m	ISO 6245	< 0.01
Carbon Residue (Conradson)	%m/m	ISO 10370	0.02
Copper Corrosion (3h/100 °C)		ISO 2160	class 1
Coefficient of Thermal Expansion	1/°C		0.0008

These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

Typical Design Data - Thermia B:

Temperature °C		0	20	40	100	150	200	250	300	340
Density kg/m ³		876	863	850	811	778	746	713	681	655
Specific Heat Capacity kJ/kg*K		1.809	1.882	1.954	2.173	2.355	2.538	2.72	2.902	3.048
Thermal Conductivity W/m*K		0.136	0.134	0.133	0.128	0.125	0.121	0.118	0.114	0.111
Prandtl No.		3375	919	375	69	32	20	14	11	9

Tabla 17, especificaciones aceite térmico Shell Thermia B

BIBLIOGRAFÍA

- Diego Aranda Pérez, José Ignacio Linares Hurtado, Beatriz Yolanda Moratilla Soria. "Aprovechamiento de los calores residuales de una cementera para generar energía eléctrica mediante un ciclo de Rankine Orgánico". *Revista-anales*. http://www.revista-anales.es/web/n_9/pdf/seccion_4.pdf
- Apuntes de la asignatura Tecnología Energética. Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. UVA. Curso 2014-2015.
- Javier Rodríguez Morales (director general de Acogen, Asociación Española de Cogeneración) "Una industria y un país más eficientes". *Energética XXI* [en línea], Diciembre 2015, Nº154, Pág. 64-65. [Consulta: 26 Enero 2016]. Disponible en: <http://www.energetica21.com/articulos-y-entrevistas/cogeneracion>
- A. Schuste, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff (Institute for Energy Systems & National Technical University of Athens) "Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications". *ELSERVIER* [en línea], 2009, Nº29, Pág. 1809-1827. Disponible en: <http://www.journals.elsevier.com/applied-thermal-engineering>
- F. Gomá (Director del laboratorio Asland S.A.) "El cemento Portland y otros aglomerantes". Barcelona. 1979. ISBN 84-7146-192-7.
- Departamento Ingeniería rural. "Cementos según RC-08" [en línea]. Universidad de Castilla la Mancha. [Consulta: 2 de Febrero 2016]. Disponible en: https://www.uclm.es/area/ing_rural/Hormigon/Temas/Cementos_RC08.pdf
- Yunus A. Çengel (University of Nevada), Michael A. Boles (North Carolina State University) "Thermodynamics. An Engineering Approach". N.Y., U.S.A. 2011. ISBN 978-0-07-352932-5.
- José Ignacio Linares Hurtado (Doctor Ingeniero Industrial del ICAI. Profesor Propio Ordinario en el ICAI,) "Valorización de calores residuales en aplicaciones industriales mediante ciclos de cola con tecnología ORC". *Anales* [en línea], Nº21. Disponible en: <http://www.revista-anales.es/>
- Yana Gorbatenko, Bruce Hedman, Jigar Shah V., Alexander Sharabaroff "Waste Heat Recovery for the Cement Sector". The World Bank, Publications [en línea], Report Nº.: 46211. Disponible en: <http://documents.worldbank.org/>
- Bernardo García "Sector cementero y cambio climático". *Ecologistas en Acción de Cantabria. El Ecologista* [En línea] nº 54. Disponible en: <http://www.ecologistasenaccion.org/article17915.html>
- Mark E. Smith (Director general Multiterm) "Industrial Thermal Fluid Heating, 10 Tips: Hot Oil Systems". *Process heating* [en línea]. Disponible en: <http://www.process-heating.com>