



Universidad de Jaén

Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

PREMODELADO DE CALDERA DE VAPOR ALIMENTADA POR DIFERENTES COMBUSTIBLES

Alumno: Alberto Ruiz Segura

Tutor: Prof. D. Alfonso Rodríguez Quesada

Depto.: Máquinas y Motores Térmicos

Septiembre, 2018



1 ÍNDICE

1.	Memoria Descriptiva	1
1.1.	Objeto	1
1.2.	Alcance	1
1.3.	Antecedentes	2
1.4.	Elección de caldera.....	7
1.5.	Descripción de caldera de vapor	8
1.6.	Transferencia de calor	25
1.7.	Descripción de algunos tipos de calderas	35
1.8.	Tipos de calderas acuotubulares.....	38
2.	Memoria justificativa	40
2.1.	Resultados estructurales.....	40
2.2.	Resultados térmicos.....	44
3.	Presupuesto. Resumen	47
4.	Bibliografía	48
5.	Anexos	50
5.1.	Norma UNE 1295-2.....	50
5.2.	Cálculos estructurales.....	74
5.3.	Cálculos térmicos.....	85
5.4.	Pliego de condiciones	103
5.5.	Planos.....	104
5.6.	Mediciones.....	109
5.7.	Presupuesto.....	110
5.8.	Tablas	114



1. MEMORIA DESCRIPTIVA

1.1. OBJETO

En el presente documento se llevará a cabo el diseño de una caldera de vapor capaz de satisfacer las necesidades de una empresa cuyas instalaciones demandan las siguientes condiciones de trabajo:

- Caudal de vapor necesario: 3.000 kg/h.
- A una presión de 10 bares.
- El agua de alimentación de la caldera se encontrará a la temperatura de saturación de trabajo.

Conocer el funcionamiento de las calderas de vapor es muy importante ya que es estas máquinas son ampliamente utilizadas en muchos procesos industriales. Las calderas de vapor son elementos térmicos diseñados con el propósito de transformar agua en vapor a través de la transferencia de calor por medio de la quema de un combustible. Debido a las diversas aplicaciones con las que cuenta la utilización de vapor de agua, las calderas de vapor son muy utilizadas en distintos procesos industriales que empleen altas temperaturas como es el caso de la industria petroquímica, química, entre otras.

1.2. ALCANCE

Con el fin de seleccionar aquella caldera que mejor se adapte a las demandas y capacidades de la instalación, se analizará el tipo de caldera a utilizar entre pirotubulares y acuotubulares, justificándose la utilización de las calderas pirotubulares como la elección más recomendable. Para ello se ha considerado aspectos tales como los costes asociados al mantenimiento y ejecución para la empresa, capacidad máxima, potencia, etc.

Tras la selección y justificación del tipo de caldera a emplear, se procederá al diseño y cálculo estructural de cada uno de los elementos que la componen de acuerdo a las normativas UNE, seleccionando a su vez, el material de cada uno de ellos y el tipo de soldadura empleada para su unión. Como herramienta complementaria se creará una hoja Excel que permita obtener un control directo de las distintas variables que



intervienen en el proceso, determinándose cada uno de los elementos necesarios para dimensionar la caldera.

Una vez realizado el diseño estructural de la caldera de vapor, se procederá a realizar un estudio térmico con el fin de evaluar aspectos fundamentales como son la transferencia de calor, temperatura de los humos, temperatura de la superficie de los tubos, rendimiento de la caldera, etc. Puesto que en el proceso de transferencia de calor se produce cambio de estado, será necesario emplear correlaciones empíricas que permita evaluar las transformaciones que experimenta el fluido en un proceso en el que existen grandes transferencias de flujos caloríficos mientras que la temperatura se mantiene constante a lo largo de la transformación. Además, la presencia de dos fases, líquido y vapor, da lugar a grandes diferencias de densidad y a la aparición de tensiones superficiales, provocando la creación de una fuerza de empuje.

1.3. ANTECEDENTES

Una caldera es recipiente formado por tubos que emplea el calor procedente del fuego u otro medio para calentar agua con la finalidad de obtener vapor. Alrededor de esos tubos y el área de la cámara de combustión se encuentran el revestimiento aislante o refractario. El número y el tamaño de los tubos, el tipo de combustible y las dimensiones físicas generales de la caldera variarán según el diseño de la caldera y la industria a la que se destine (por ejemplo, utilidad, industrial, médica).

De este modo, Una caldera es aquella máquina diseñada con la finalidad de generar vapor de agua saturado. En ella el fluido en estado líquido es calentado a presión constante al intercambiar calor con un foco caliente hasta ocasionar un cambio de fase, convirtiéndolo así en vapor que posteriormente será conducido mediante conductos desde la caldera hasta su lugar correspondiente.

En general, los componentes principales que conforman el sistema de una caldera de vapor son:

- El hogar que alberga el quemador, produciéndose de este modo la combustión en su interior.
- Los tubos que llevan el agua y/o el vapor a través del sistema.
- Sopladores de hollín que mantienen la unidad libre de cenizas volantes o polvo soplando vapor de agua o aire en la caldera.
- Quemadores que queman el combustible (petróleo, gas, carbón, basura).
- La Chimenea como vía de escape de los gases de combustión.



- Carcasa o revestimiento externo formado por material aislante o refractario con el fin de ayudar a que la caldera sea energéticamente y térmicamente eficiente.

Las raíces de la caldera generadora de vapor se remontan a finales de los años 1700 y principios de 1800 con el desarrollo de la caldera tipo caldera, que simplemente hirvió agua en vapor. El agua se colocó encima de una caja de fuego y luego se hirvió en vapor. No fue sino hasta alrededor de 1867, con el desarrollo de la caldera de convección, que comenzó la industria de generación de vapor.

Puede debatirse quién desarrolló la primera caldera generadora de vapor; sin embargo, la mayoría estará de acuerdo en que George Babcock y Steven Wilcox fueron dos de los padres fundadores de la caldera generadora de vapor. Fueron los primeros en patentar su diseño de caldera, que usó tubos dentro de una estructura de ladrillo refractario para generar vapor, en 1867, y formaron Babcock & Wilcox Company en la ciudad de Nueva York en 1891. Sus primeras calderas eran bastante pequeñas, usaban carbón a granel, disparados a mano y operados a una tasa muy baja de entrada de calor. Las paredes sólidas de ladrillo refractario que formaban el cerramiento de la unidad eran necesarias para ayudar al proceso de combustión volviendo a irradiar calor hacia el área del horno.

The Stirling Boiler Company, propiedad de O.C. Barber y el nombre de la calle (Stirling Avenue), la instalación estaba en Barberton, Ohio, también comenzó a hacer calderas en 1891. La caldera Stirling era mucho más grande que la caldera Babcock & Wilcox, también empleaba una configuración de ladrillo y utilizaba tres tambores para ayudar a circular el flujo de agua y vapor a lo largo de la caldera.

Sin embargo, no fueron los únicos fabricantes de calderas durante el final de 1800. La empresa Grieve Grate Company y la American Stoker Company también fabricaban calderas con un diseño similar de paredes de ladrillos. Ambos usaron una rejilla móvil o de tornillo en la parte inferior de la caldera para transportar el combustible (carbón en trozos) a través del interior de la caldera. A medida que el combustible viajaba por el interior de la caldera, se quemaba y la ceniza o el combustible no quemado caían en una tolva.

Con el advenimiento de estos nuevos tipos de calderas y compañías de calderas, las compañías de servicios públicos se formaron en todo el país para generar y distribuir electricidad a los mercados industriales y residenciales. Muchas ciudades y pueblos tenían su propia empresa eléctrica o de servicios públicos. Las ciudades más grandes tenían numerosas empresas de servicios distribuidas por la ciudad debido a la cantidad



limitada de presión de vapor que cada caldera y generador eléctrico podían producir (en promedio, aproximadamente 50.000 libras de vapor por hora por caldera). Estas primeras empresas de servicios públicos podían tener de 10 a 16 calderas en cada instalación. Las empresas industriales que necesitaban mucha electricidad o vapor para operar sus instalaciones tenían sus propias calderas generadoras de vapor.

Estas calderas construidas con paredes de ladrillo, a veces denominadas calderas de ladrillo, fueron las primeras en la evolución del diseño de calderas, pero tenían un tamaño y capacidad limitados. A medida que aumentaba el tamaño de la caldera, también lo hacía la entrada de calor del horno, la calificación de la caldera (presión) y la temperatura del vapor. Por lo tanto, el aumento continuo del tamaño del horno de la caldera elevó la temperatura a la que estaba sujeto el ladrillo. Estos tres factores (entrada de calor, presión y temperatura del vapor) tuvieron un efecto directo en el desarrollo de diseños de hornos de calderas. Las severas condiciones del horno comenzaron a exceder los límites de temperatura de las paredes de ladrillo, y las cargas estructurales se volvieron excesivas a medida que las calderas se hicieron cada vez más grandes y más altas. La industria de calderas jóvenes necesitaba eliminar el diseño de paredes de ladrillos y encontrar una construcción alternativa que mantuviera la caldera de forma térmica y eficiente en el uso de la energía, generara más vapor por hora y costara menos construir.

Esto condujo al diseño de la caldera con "tubos y baldosas" a principios de la década de 1920. Una caldera de tubos y baldosas utilizaba paredes de tubos grandes y ampliamente espaciadas (tubos de 6 pulgadas de diámetro en centros de 9 pulgadas) para ayudar a enfriar la temperatura de la superficie del ladrillo. Este fue un diseño nuevo y radicalmente diferente. A diferencia del diseño original de la caldera, que usaba paredes de ladrillo refractario de 22 pulgadas de espesor que no requerían aislamiento, la caldera de tubos y baldosas usaba baldosas delgadas ($2\frac{1}{2}$ pulgadas de espesor) o ladrillo refractario ($4\frac{1}{2}$ pulgadas de espesor) para mantener el fuego dentro del fuego caja y aislamiento agregado sobre el ladrillo o azulejo para mantener la caldera térmicamente eficiente. Con este nuevo desarrollo, la industria de la caldera comenzó a crecer justo cuando las calderas comenzaron a crecer en tamaño y capacidad.

En ese momento, había muchas más compañías que fabricaban estas calderas de tubos y baldosas, cada uno tenía su propio diseño exclusivo de pared de tubo holgado para calderas con múltiples tipos de calderas dependiendo de la capacidad requerida. Para ahorrar en costos de ingeniería, cada compañía de calderas desarrolló una línea de calderas similar a la que hizo la industria del automóvil con el Ford Modelo-T.



Los siguientes dos cambios más importantes en la industria ocurrieron a fines de la década de 1920 y principios de la de 1930 con la introducción del tubo con aletas planas y las calderas construidas con paredes de tubos tangentes. Estos dos diseños permitieron que las calderas lograran una mayor transferencia de calor al quemar el carbón pulverizado. El tubo con aletas planas aumentó la superficie de calentamiento entre los tubos mediante la adición de espárragos planos a lo largo de la superficie de la pared del tubo. El diseño del tubo tangente permitió utilizar más tubos espaciados para aumentar la superficie de calentamiento de los tubos. La pared plana de tubos con aletas planas requería refractario, aislamiento y revestimiento exterior para mantener el fuego dentro de la caja de fuego, mientras que el diseño de pared tangencial del tubo holgado utilizaba una capa difusa de refractario entre los tubos y una carcasa interior de acero sobre el refractario.

Estos dos diseños condujeron al desarrollo de calderas más grandes y de mayor capacidad, con el diseño de la caldera radiante la cual cuenta con las dimensiones más altas de todas. La caldera radiante usó un tambor adicional con tubos en su interior que le permitía aumentar aún más la superficie de contacto, además incorporó un sobrecalentador en el pase posterior con mayor superficie.

Las capacidades de vapor de estas calderas radiantes oscilaron entre 400.000 y 1.000.000 libras de vapor por hora. En consecuencia, las pequeñas centrales eléctricas de la ciudad y la ciudad quedaron obsoletas, ya que las empresas de servicios públicos ahora podrían producir suficiente electricidad para las áreas residenciales más grandes y las empresas industriales.

El mayor cambio en el diseño de la caldera vino con el desarrollo de la pared del tubo de membrana a fines de la década de 1950 y principios de la de 1960. Los tubos sin soldadura se comenzaron a soldar juntos utilizando una barra de membrana de acero entre los tubos, dando lugar a un panel de tubo grande. Esto eliminó la necesidad de refractario para mantener el fuego dentro de la caja de fuego, reducir los costos de construcción, reducir los plazos de montaje y aumentar el tamaño de las calderas. Los diseños de la caldera radiante ahora podrían alcanzar hasta 4.000.000 libras de vapor por hora. Más tarde, la industria desarrolló el más grande de los diseños de calderas, la presión universal y las calderas supercríticas. Estos colosos generadores de vapor ahora podrían alcanzar más de 1.300 megavatios de electricidad o 9.000.000 libras de vapor por hora.

Durante los últimos 100 años, la industria generadora de vapor ha modificado o desarrollado calderas especialmente adecuadas para las necesidades de la industria y en



respuesta a ellas. Por ejemplo, a fines de la década de 1940, muchas instalaciones médicas, industriales, universitarias y gubernamentales deseaban la capacidad de generar su propio vapor y electricidad. En respuesta a esta necesidad, se desarrolló la fabricación de calderas montadas en la tienda. Este tipo de caldera generadora de vapor prediseñada contaba con capacidad de vapor entre 10.000 y las 600.000 lb/h, siendo construida en una fábrica y enviadas por ferrocarril o barcaza hasta su lugar de destino.

La industria de generación de vapor también tuvo que desarrollar nuevas calderas en respuesta a demandas no comerciales o de la industria. A fines de la década de 1970 y principios de 1980, los crecientes costos de eliminación de la basura, la aprobación de la Ley de Políticas Reguladoras de Servicios Públicos de 1978 y una mayor demanda de energía eléctrica en los Estados Unidos condujeron al desarrollo de calderas alternativas que queman combustible. Muchos tipos diferentes de calderas comenzaron a diseñarse para quemar combustibles alternativos como basura (basura), madera y biomasa (recortes de vid, hojas, hierbas, bambú y caña de azúcar o bagazo). Cada caldera alternativa que quema combustible tiene los componentes básicos de sus predecesores. Los fabricantes de calderas solo modificaron el equipo de entrada de combustible o modificaron las partes básicas de la caldera para acomodar la transferencia de aire adicional, ceniza o el combustible en sí.

Hay dos métodos básicos para quemar basura: la quema masiva, que utiliza la basura como se recibió, y la basura preparada o combustible derivado de desperdicios (RDF), para la cual la basura se separa y clasifica, y el resto del material no reciclado va al caldera. La quema de basura en masa o RDF puede causar corrosión grave en la superficie de la pared del tubo. Elegir el material refractario adecuado para las paredes del horno inferior es fundamental para el funcionamiento eficiente de la caldera y la protección del tubo.



1.4. ELECCIÓN DE CALDERA

A la hora de seleccionar un tipo de caldera, deberemos de considerar una serie de parámetros que vendrán dado por las condiciones que establezcan nuestra instalación y las necesidades de esta.

Los principales parámetros que han de tenerse en cuenta para la selección del tipo de caldera son:

- Potencia útil en base a las necesidades térmicas de la instalación.
- Producción de vapor.
- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.

A continuación se expondrán las principales diferencias entre las calderas pirotubulares y acuotubulares:

Debido al diseño funcional de las calderas pirotubulares, estas contienen una mayor cantidad de agua que las calderas acuotubulares. Esto hace que las calderas pirotubulares sean más resistentes ante variaciones en la demanda de vapor o en fluctuaciones temporales respecto a la producción nominal, originándose simplemente breves aumentos de la humedad del vapor. Este comportamiento varía en las calderas acuotubulares puesto que las variaciones de presión influirán de manera inevitable en la densidad.

Las calderas pirotubulares representan una alternativa más económica tanto a lo referido a su fabricación como al mantenimiento, además, los plazos de entrega y el tiempo de instalación son inferiores. De este modo, seleccionaremos una caldera pirotubular siempre que se puede emplear para cubrir las necesidades de la instalación ya que supone una elección más segura y económica.

La principal ventaja con la que cuenta las calderas acuotubulares es que debido a su diseño, son capaces de obtener una mayor transferencia de calor al fluido ya que consiguen un mayor gradiente de temperatura entre los gases de combustión y el fluido. De este modo, las calderas acuotubulares pueden producir hasta 2.000 t/h a una presión de 35 bares mientras que una caldera pirotubular solamente es capaz de alcanzar una producción de 55 t/h a una presión de 35 bares.



Criterios	Calderas pirotubulares	Calderas acuotubulares
Producción y presión	Hasta 55 t/h a 30 bares, 300°C	Hasta 2.000 t/h a 35 bares, 600°C
Mantenimiento	Su limpieza es fácil de realizar	Limpieza dificultosa
Calidad del agua	Exige una calidad de agua menor	Requiere una calidad mayor en el agua
Revisiones periódicas	Inspecciones ordinarias y pruebas de carácter no destructivo en general	Es necesario realizar pruebas y mediciones costosas
Costes de fabricación y mantenimiento	Menores	Mayores
Capacidad de agua	Gran capacidad debido a su diseño	Menor
Espacio necesario	Reducido	Elevado
Tiempo para puesta en marcha inicial	Reducido	Mayor

Tabla 1. Tabla comparativa entre calderas pirotubulares y acuotubulares

De este modo, dada las condiciones de trabajo de nuestra caldera de vapor, la mejor opción sería la utilización de una caldera de tipo pirotubular debido a las diversas ventajas con las que cuenta frente las acuotubulares, las cuales son solo aconsejables para altas tasas de producción.

1.5. DESCRIPCIÓN DE CALDERA DE VAPOR

1.5.1. Definición

Podemos definir una caldera como aquel recipiente cerrado cuya función es llevar agua al estado de vapor mediante la aplicación de calor transferido mediante gases.

Teniendo en cuenta que el objetivo principal de una caldera es la producción de vapor, es imprescindible realizarlo con la mayor eficiencia posible, siendo esta la relación entre el calor generado por el hogar y el absorbido por los fluidos de la caldera.

La eficiencia de nuestra caldera vendrá relacionada por lo tanto, por determinados aspectos que provocan que mi transferencia de calor se vea reducida. Los principales factores que influyen en el intercambio de calor son aquellos que afectan a la superficie de contacto y la resistencia térmica de los tubos.

Para optimizar la transferencia a través de la superficie de contacto entre los gases procedentes del hogar y el agua, solamente es necesario modificar el diseño para que el área de contacto entre los fluidos sea mayor y disminuir la velocidad de los gases.



Un problema que ocurre en las calderas es la aparición de incrustaciones solidas procedentes del agua y que se depositan en las paredes de nuestras tuberías, lo que nos disminuye la conductividad de nuestros elementos, actuando como aislante térmico. Para solventar este problema, se realiza lavados químicos que provocan su desprendimiento.

1.5.2. Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son equipos destinados al intercambio térmico entre dos fluidos, empleándose así para aplicaciones de refrigeración, calefacción, recuperación de energía, etc.

Se llama intercambiador abierto aquel en el que los fluidos entrantes se mezclan, siendo el calor intercambiado fruto del balance de energía y masa entre ambas sustancias. Por otra parte, en los intercambiadores cerrados ambos fluidos solo intercambian calor entre ellos por medio de conducción, convección o radiación, manteniéndose ambos flujos separados en el proceso.

Las aplicaciones de estos son variadas, recibiendo distintas denominaciones en función del objetivo para el cual ha sido diseñado:

- Vaporizador: Su objetivo es conseguir vaporizar un fluido.
- Condensador: Este dispositivo se utiliza para condensar una sustancia que se encuentra en estado gaseoso.
- Enfriador: Su finalidad es la de disminuir la temperatura de un fluido a través del intercambio de calor con otro.
- Calentador: El objetivo del calentador es la de aumentar la temperatura de un fluido.
- Intercambiador de calor: Su función es doble ya que busca calentar un fluido y enfriar el otro.

En función de las direcciones de los flujos que intercambian calor, podemos clasificarlos como:

- Flujo paralelo: Tanto el fluido caliente como el frío son introducidos al intercambiador por el mismo extremo, fluyendo ambos en el mismo sentido e intercambiando calor en el proceso hasta alcanzar ambos una temperatura próxima a la salida.
- Contraflujo: Los fluidos son introducidos al intercambiador por extremos diferentes, fluyendo cada uno en la misma dirección pero en sentidos opuestos. Esta disposición permiten una mayor transmisión de calor que en flujo paralelo.



- **Flujo cruzado:** En los intercambiadores de flujo cruzado uno de los flujos circula en dirección perpendicular al otro. Son utilizados principalmente cuando en uno de los fluidos se lleva a cabo un cambio de fase.

1.5.3. Clasificación de las calderas

A) Por la disposición de los fluidos

Caldera acuotubulares

Las calderas acuotubulares son aquellas en las que el fluido a calentar circula por la parte interna de los tubos y los gases procedentes de la combustión intercambian calor por la parte exterior. Este tipo de calderas nos permiten aumentar la del agua de forma significativa, siendo aptas para presiones de trabajo superiores a los 22 bares.

Por otra parte, el volumen de agua que puede calentar es reducido debido a su diseño, pudiéndose clasificar algunas de ellas como de clase primera, criterio establecido según la Instrucción Técnica Complementaria ITC EP-1 → Capítulo II → Artículo 3 del Reglamento de Equipos a Presión.

Este tipo de calderas requieren que el agua de alimentación sea de mayor calidad en comparación con el resto, además, las calderas de vapor presentan un contenido de agua de entorno el 15% que se puede solucionar mediante la utilización de recalentadores de sobrecalentadores.

Con el fin de incrementar la superficie de intercambio de calor, este tipo de calderas emplean tubos interiores longitudinales e inclinados que permiten una entrada de agua fría a la parte inferior de manera natural al salir el vapor que se encuentra a mayor temperatura por la zona más alta.

Debido a las altas presiones que son capaces de alcanzar a la salida, junto a su gran capacidad para generar vapor y alimentar a las instalaciones, hace que sean las más empleadas en centrales termoeléctricas.

Calderas pirotubulares

Las calderas pirotubulares son aquellas en las que los gases procedentes de la combustión son circulados por el interior de las tuberías, calentando el fluido que se encuentra dentro de un recipiente que es atravesado por las tuberías mencionadas.



La transferencia de calor por unidad de volumen es menor que en las calderas acuotubulares, utilizándose por lo tanto para presiones de trabajo inferiores a 22 bares.

Entre las ventajas que presentan se encuentran que son capaces contener grandes cantidades de agua debido a su diseño y que permiten adecuarse a las necesidades de la instalación. Otra característica es que el vapor obtenido presenta una baja cantidad de agua en su contenido, solo el 3%.

Este tipo de calderas podemos clasificarlas según la disposición de los tubos en **calderas horizontales** si están situados paralelos al suelo, o **calderas verticales** si se encuentran perpendiculares al mismo.

B) Por el combustible empleado

- Combustibles sólidos: En este tipo de calderas el combustible empleado principalmente es el carbón mineral y la biomasa, los cuales son quemados en el hogar y cuyas cenizas son separadas mediante una parrilla. El aire necesario para la combustión se introduce por las cavidades de la puerta del hogar y cuya regulación de caudal permite controlar la potencia de la caldera. Finalmente, los humos resultantes son expulsados por la chimenea de humos.

- Combustibles líquidos: Las calderas que emplean combustibles líquidos se caracterizan utilizar un quemador que provoca la combustión en el hogar. Este quemador aporta la cantidad óptima de combustible y de oxígeno necesario para que la combustión sea lo más eficiente posible, siendo la mezcla pulverizada mediante inyectores para favorecer la combustión y prendida con unos quemadores. La regulación de potencia en este tipo de calderas se realiza modificando el caudal de mezcla que se expulsa por los inyectores, reduciendo o aumentando de esta manera el tamaño de la llama. Por otra parte, existe un tipo de calderas cuya combustión se realiza en condiciones atmosféricas al aspirar el aire por efecto Venturi y mezclándolo en la proporción adecuada con el combustible para su combustión en los quemadores. En este tipo de calderas el control de potencia también se realiza mediante la regulación de la llama o mediante paradas y puestas en marcha del quemador.

- Combustibles gaseosos: Los gases empleados en los procesos de combustión reciben el nombre de gases combustibles. Debido a la gran diferencia de características que existe entre los diferentes combustibles gaseosos, estos se clasifican a partir del índice de Wobbe (W) el cual es el cociente del poder calorífico superior y de la raíz cuadrada de la densidad relativa del gas.



De este modo, los combustibles gaseosos se pueden clasificar como:

- Primera familia: En este grupo se encuentra el gas de coque, el gas manufacturado y el gas de hidrocarburo-aire de bajos índices. Presentan un índice de Wobbe que varía entre 23,86 y 31,4 MJ/m^3 .
- Segunda familia: Esta familia está compuesta por gases naturales y mezclas de hidrocarburos-aire de altos índices. Presentan un índice de Wobbe que varía entre 41,28 y 59,99 MJ/m^3 .
- Tercera familia: La forma los GLP (butanos comerciales y propano). Presentan un índice de Wobbe que varía entre 41,28 y 59,99 MJ/m^3 .

Biomasa

La biomasa es un combustible procedente de los residuos de origen vegetales, de este modo, este tipo de combustible es de carácter renovable.

De acuerdo al origen de la biomasa, esta se puede clasificar como:

- Natural: Es aquella producida en los bosques. Es la más utilizada en los países en vía de desarrollo y su explotación perjudica gravemente el medio ambiente.
- Residual: En este grupo se destaca:
 - Residuos forestales: Proceden de la poda, limpieza y mantenimiento de los montes
 - Residuos agrícolas: Son obtenidos a partir de los desperdicios generados por los cultivos agrarios.
 - Residuos sólidos urbanos: Proceden del entorno urbano.
 - Residuos biodegradables: Lo componen todos aquellos residuos ganaderos, de la industria agroalimentaria y lodos procedentes de la depuración de las aguas.
- Cultivos energéticos: Son cultivos cuya producción es destinada para la elaboración de biomasa exclusivamente, por lo que buscan producir la mayor cantidad posible con el fin de reducir costes.
- Excedentes agrícolas: Engloba a todos aquellos excedentes agrícolas que no han sido utilizados para el consumo humano, empleándose para la fabricación de biocombustible líquido.



C) Por el modo de combustión

- Combustión continua: En este grupo se encuentran aquellas calderas cuya combustión no se detiene debido al gran coste y tiempo que supone el volver a ponerla en funcionamiento, por lo que la regulación de potencia se realiza mediante la modificación del aire que entra en la cámara de combustión.

- Combustión intermitente: Son aquellas calderas cuya combustión es realizada de forma intermitente según la demanda de potencia requerida. Este tipo de calderas emplean combustibles fluidos son muchos más fáciles para controlar la combustión en el hogar.

D) Por el funcionamiento del hogar

- Con hogar a sobrepresión: En ellas el aire necesario para la combustión junto al combustible son introducidos al hogar de la caldera mediante inyectores, no entrando al mismo nada más que lo mencionado con anterior.

- Con hogar a depresión: Se caracteriza porque el aire exterior entra al hogar por las cavidades que presenta como consecuencia de la depresión que se origina por la salida de los gases de combustión de la caldera.

C) Por la circulación del agua

- Natural: Se produce cuando la circulación del agua se realiza de manera natural debido a la diferencia de densidad entre el agua por presentar diferente temperatura, provocando que el agua ascienda al ser calentada y descienda al enfriarse.

Estas pueden clasificarse a su vez en:

- Circulación limitada: En ella el agua realiza un circuito cerrado donde el agua se va reponiendo continuamente, entrando inicialmente a la caldera y saliendo finalmente de ella en estado de vapor.
- Circulación libre: Son aquellas donde la circulación del agua es originada de forma natural a causa de la convección creada por el aumento de temperatura del fluido.
- Circulación acelerada: La característica principal con la que cuenta es que la circulación se encuentra favorecida como consecuencia de los distintos elementos que dispone, logrando un aumento de velocidad.

-Forzada: Se considera que la circulación del agua en una caldera es forzada cuando es impulsada de manera mecánicamente mediante la acción de una bomba. Se pueden dividir a su vez en:



- De un único paso: El agua que es impulsada es convertida totalmente en vapor de agua en los tubos vaporizadores.
- De recirculación: Una parte del agua que es circulada se convierte en vapor, siendo la parte restante recirculada al circuito.

D) Por la disposición de los conductos

Atendiendo a la orientación de los conductos, estos pueden clasificarse como:

- Verticales
- Horizontales
- Inclínados

1.5.4. Partes de una caldera

Caldera pirotubular

-Virola exterior.

Es el contenedor en el que se encuentra confinado el vapor y el agua, evitando que salgan al exterior. Su forma es cilíndrica y en ella se encuentran montados distintos elementos de regulación y control, como son los de control del nivel de agua, válvulas de regulación de la presión, válvula de purga, manómetros, etc.

-Hogar o cámara de combustión.

Es el recinto donde se contiene la llama procedente del quemador. Tiene forma cilíndrica, situándose de forma horizontal en el interior de la virola, intercambiando calor con el agua que se encuentra almacenada. Posteriormente, los gases procedentes de la combustión, serán reconducidos a través de la caldera mediante tubos para conseguir una mayor transferencia de calor hacia el agua.

-Tapas delantera y trasera.

Son las partes que van unidas a la virola y que completan el recipiente para que esté completamente cerrado. Las formas más comunes que suelen tener son planas, curvas, y esféricas entre otras. Soportan una alta presión, por lo que su estudio es importante para el correcto funcionamiento de la caldera y su seguridad.

Fondo delantero y trasero.

La función principal de estos elementos es la de soportar las tuberías que se encuentran dentro de la caldera y por donde circulan los gases procedentes de la combustión. Presentan forma circular y se encuentran soldados a la virola.



-Tuberías.

Son utilizadas para conducir los gases procedentes de la combustión a través del interior de la caldera para que estos intercambien calor con el agua. A su vez, también actúan como elementos rigidizadores de las placas planas que los sustentan.

Caldera acuotubular

-Domo.

El domo está formado por dos recipientes esféricos colocados uno sobre otro y unidos entre sí mediante dos conductos. El domo se encuentra lleno de agua excepto una parte destinada para el vapor, que se originará como fruto de calentar el recipiente inferior, provocando que el agua pase a estado de vapor en el recipiente superior y a la vez, creándose un flujo natural como consecuencia de la diferencia de densidades por la temperatura.

Por lo tanto, la función principal del domo es conseguir separar el vapor del agua. El vapor se puede volver a calentar en un recalentador mientras que el agua es reconducida nuevamente al circuito.

-Hogar o cámara de combustión.

Igual que en las calderas pirotubulares, es el recinto donde se encuentra la llama procedente de la combustión generada en el quemador y que impide su contacto con el exterior. En este caso, suelen presentar forma rectangular, encontrándose en la base de la caldera para que los gases de combustión asciendan hasta ponerse en contactos con los conductos que transportan el agua e intercambien calor en su recorrido.

-Tuberías.

En una caldera acuotubular no son solo las encargadas de transportar el agua a través de los diferentes intercambiadores de los que disponen la caldera, también devuelven al circuito la cantidad de agua que condensa en el domo y conducen al vapor por los recalentadores hasta la salida de la caldera.

-Paredes de membrana.

Se denomina al cerramiento del hogar junto al del paso de convección de tubos y que forman una pared de tubos por donde pasa agua a calentar y que se colocan para aprovechar el calor almacenado en la caldera, evitando en el mayor grado posible que salga al exterior. Los conductos se encuentran unidos entre sí mediante soldadura con la



finalidad de reducir las distancias que los separan entre sí al máximo con la finalidad de preservar el calor dentro de la caldera.

-Evaporador.

Se denomina al primer conjunto de tubos con el que intercambian calor el agua a flujo contracorriente, con los gases de combustión con el fin de pasar el fluido a estado de vapor. Una vez finalizado el recorrido por el intercambiador se separa el vapor del agua en el domo y se reconduce el primero hacia el recalentador con el fin de aumentar aún más la temperatura del vapor hasta las condiciones deseadas.

-Recalentador.

Es el intercambiador encargado de elevar la temperatura del vapor de agua procedente del domo hasta vapor sobrecalentado o recalentado si fuese necesario. Para conseguir esto, se coloca en aquella parte de la caldera donde

-Economizador.

El economizador es un intercambiador con flujos a contracorriente con tubos con aletas o lisos que aprovecha el calor residual de los gases de combustión a la salida de la caldera con la finalidad de calentar en agua de alimentación. El objetivo del economizador es aumentar el rendimiento de la caldera, ahorrando energía para aumentar la temperatura del fluido en el interior.

-Quemadores

El quemador es una de las partes fundamentales de una caldera ya que de él procede el calor con el que vamos a calentar en agua, lo que influirá de manera significativa en el rendimiento total. Por lo tanto, la importancia del conocimiento acerca de la combustión es clave para obtener el rendimiento óptimo y la menor cantidad de emisiones, siendo necesario encontrar un equilibrio entre ambos.

Triángulo de combustión

Aire mínimo para la combustión: En una combustión intervienen diversos elementos como el hidrógeno, carbono, oxígeno, azufre, hierro, fósforo, etc., de los cuales se emplean los cuatro primeros para determinar los parámetros más importantes de la combustión.

Por consiguiente, conociendo la cantidad de en peso de hidrógeno, carbono, oxígeno y azufre que contiene 1 kg de combustible, se puede determinar la cantidad de oxígeno mínimo que se necesita para su combustión mediante la suma de la cantidad de



oxígeno requerido, por cada unidad de masa de combustible, que hace falta para quemar cada uno de los elementos mencionados:

$$O_{\text{mínimo}} = 2,67c + 8h + s - o \left(\frac{\text{kg } O_2}{\text{kg combustible}} \right) \quad (1)$$

Puesto que se conoce la cantidad de oxígeno presente en el aire (23%), es posible obtener la cantidad de aire necesario para la quema de 1 kg de combustible, dando como resultado la siguiente expresión:

$$A_{\text{mínimo}} = 4,34 * (2,67c + 8h + s - o) \frac{\text{kg de Aire}}{\text{kg de Combustible}} \quad (2)$$

Aquella cantidad mínima de aire necesario para quemar de forma completa 1 kg de combustible se denomina cantidad estequiométrica.

Coeficiente de exceso de aire: Puesto que nunca se producirá la mezcla perfecta entre el oxígeno y el combustible debido a la iteración entre las partículas, una parte del aire se perderá a través de la chimenea sin llegar a reaccionar con el combustible. Por este motivo, es necesario aportar una mayor cantidad de aire a la combustión que el estipulado por la cantidad estequiométrica.

La introducción de un exceso de aire provoca que se lleve a cabo un conjunto de reacciones con los distintos productos de la combustión, como es el caso de la formación del anhídrido sulfúrico que puede dar lugar a ácido sulfúrico en contacto con vapor de agua. Esto provoca la necesidad de evacuar los gases de combustión a unas temperaturas altas por encima del punto de rocío, lo que conlleva la pérdida importante de calor.

De este modo, se define el exceso de aire (λ) como aquella diferencia entre el aire necesario para provocar la combustión completa y el aire mínimo.

$$\lambda = \frac{A_{\text{real}}}{A_{\text{mínimo}}} \quad (3)$$

La existencia de un exceso de aire en la combustión origina la aparición de elementos mezclados en los humos tales como el metano, hidrógeno, hidrocarburos o partículas sólidas no quemadas. Se denominará factor de oxidación "x" al término que indica el grado de combustión tras la quema de un combustible, siendo 1 cuando la combustión es completa.

De este modo, es necesario encontrar un equilibrio en la cantidad de oxígeno aportado para conseguir que se produzca la combustión completa con el fin de liberar la



mayor cantidad de energía posible, sin provocar un exceso de aire que dé lugar a la formación de elementos contaminantes y perjudiciales para la instalación.

A partir del porcentaje en volumen de CO_2 , CO , SO_2 , O_2 y N_2 de los humos procedentes de la combustión y teniendo en cuenta los componentes que contienen un combustible determinado, podemos representar la recta de combustión completa (*porcentaje de SO_2 despreciable y CO es cero por ser combustión completa*) en un sistema cuyos ejes vendrán formados por el volumen de oxígeno y de dióxido de carbono.

En este diagrama también se representa la recta de combustión incompleta donde $\lambda = 1$, dividiendo al triángulo en dos partes:

- La izquierda donde se corresponde a la combustión incompleta con falta de aire.
- La derecha corresponde a la combustión incompleta por exceso de aire

Exceso de aire: Monóxido de carbono

Según lo expuesto con anterioridad puede parecer que lo más aconsejable es reducir al mínimo el exceso de aire, pero al reducir este, provocará que aparezca monóxido de carbono (CO) como consecuencia de la realización de una combustión incompleta.

La formación de CO supone un problema importante no solo por el aspecto contaminante, sino porque afecta al rendimiento de la combustión al liberarse sólo una tercera parte del calor desprendido si todo el carbono se transformara en CO_2 .

En la práctica no es posible reducir al 0% la tasa de CO que se origina en la combustión. En el caso de un quemador de gas natural, se puede conseguir disminuir los niveles de CO hasta el 0,004% en peso dependiendo del tamaño del hogar, del exceso de aire y de la configuración del quemador, pero nunca llegará a ser cero.

De este modo:

- Cuanto menor sea el exceso de aire, mayor será la producción de CO y viceversa.
- Cuanto mayor sea el volumen del hogar, menor será la producción de CO y viceversa.

Como podemos apreciar, no se puede obtener una emisión baja de CO con un exceso bajo de aire a la vez, siendo objetivos contradictorios que no podrán ocurrir al mismo tiempo.

Exceso de aire: Óxidos de nitrógeno

Las mejoras en las calderas para mejorar su rendimiento tales como modificaciones en el diseño de sus quemadores o del hogar con el fin de disminuir, en la medida de lo posible, el exceso de aire. Estas mejoras han permitido obtener temperaturas de llama muy altas que mejora el rendimiento de la caldera pero añade un nuevo inconveniente debido a que a esas temperaturas, el nitrógeno proveniente del combustible y/o del aire se combina con el excedente de oxígeno dando lugar a grandes cantidades de óxidos de carbono ($NO + NO_2$).



Los óxidos de carbono son altamente contaminantes para el medio ambiente y se origina cuando existen condiciones de exceso de aire y de alta temperatura las cuales actúan como catalizador de la reacción.

Con el fin de reducir las emisiones NO_x existe varios métodos basados en controlar la combustión para evitar que ambas condiciones tengan lugar de manera simultánea.

Las técnicas más utilizadas son:

- La utilización de un corriente de aire secundario en el hogar que disminuya la temperatura de los gases que salen del quemador.

Este método trae consigo una pérdida de rendimiento de la caldera a causa del calor robado por dicho flujo de aire secundario.

- Recirculación de los gases de salida de la caldera para mezclarlos con el aire que sale de los quemadores. Este sistema supone una mayor inversión económica aunque se consigue mejores rendimientos que en el caso anterior.

Válvula de seguridad

La función de este tipo de válvulas es proteger a la caldera de posibles excesos de presión y evitando así un posible colapso de la misma. Por lo tanto, son un accesorio fundamental que debe de encontrarse en cualquier caldera para asegurarnos su correcto funcionamiento.

Existe una serie de criterios que las diferentes modalidades de válvulas de seguridad deben cumplir:

- El caudal de salida de vapor debe de ser igual que la potencia térmica que suministra nuestra caldera.
- La capacidad de expulsión de la válvula debe de abarcar el 110% de toda la presión de diseño.
- Las dimensiones del orificio que une la válvula a la caldera no puede ser inferior a un diámetro de 20 mm.
- La presión máxima que soporta la válvula definirá la presión máxima permitida de trabajo para la caldera.
- Debe de existir un margen conveniente entre la presión máxima de la válvula y la habitual de trabajo.

Válvula de interrupción

Este tipo de válvulas cumplen la función de evitar que circule vapor desde la caldera hasta nuestras instalaciones, evitando así posibles problemas de llegada de exceso de presión u otros percances. Por lo general presenta un mecanismo de globo con ángulo del tipo husillo.



Este tipo de válvulas no tiene como objetivo regular la cantidad de vapor que se suministra, su única función es abrir o cerrar de manera completa su flujo. Para evitar que ocurra golpes de ariete o incrementos de presión agua abajo, debe de abrirse lentamente.

En caso de que exista varias calderas se deberá de colocar una válvula de aislamiento en serie a la válvula de expulsión del vapor. Esta suele ser habitualmente una válvula de retención de husillo en globo y cuya función es prevenir que una de las calderas presurice a la otra. Por otra parte, algunas empresas optan utilizar una válvula de husillo en globo junto a una de retención entre las dos válvulas de aislamiento mediante bridas.

Válvula de retención

La función de una válvula de retención se instalan en el tramo de tubería entre la caldera y la bomba que la alimenta y la encargada de detener aquel posible flujo que pueda retornar desde la caldera al sistema de alimentación. Para ello, dispone de un resorte que se abre gracias a la presión del agua de alimentación y que se cierra a su vez cuando la bomba se detiene, dejando de suministrar presión al fluido. Por otra parte, previene que se inunde la caldera por la presión estática.

Válvula de purga

Las válvulas de purga son utilizadas con el fin de evacuar todo aquel sedimento que se deposita en el fondo de la caldera, por ello deben de colocarse en aquél lugar donde la acumulación de lodo es mayor. Este tipo de válvulas pueden ser manuales o automáticas si se controla de manera electrónica mediante temporizadores.

Toda caldera debe de disponer de una y en caso de que dispongamos de varias en una misma instalación, cada una deberá de disponer de su válvula correspondiente e independiente para evitar tener que detener el funcionamiento de todas las calderas en caso de mantenimiento o de una posible avería.

Manómetro

El manómetro es el encargado de indicar en todo momento la presión en el interior de la caldera, siendo necesario disponer de uno como mínimo.



Este debe de contar con un diámetro mínimo de 150 mm en el que aparezca la presión máxima de trabajo y la normal marcadas en el mismo, además, debe de ser del tipo tubo de bourdon.

Los manómetros suelen conectarse mediante un sifón tipo R al área de la caldera donde se encuentra el vapor de agua, estando lleno a su vez por vapor condensado con la finalidad de proteger los componentes del dial ante altas temperaturas.

Indicadores del nivel de agua

El control del nivel de agua en una caldera es fundamental para poder lograr suministrar la demanda requerida por la instalación en todo momento de una manera rápida y precisa.

El nivel de agua real de la caldera se muestra mediante un tubo de cristal independientemente del tipo de condiciones a las que esté trabajando. Con el objetivo de evitar el sobrecalentamiento de la caldera estos indicadores se instalan para que sean capaces de mostrar como menor medida el nivel de agua situado a 50 mm del punto en el que se produce. Además, debe de encontrarse protegido pero sin que dichos elementos logren impedir la correcta visualización del indicador de nivel de agua.

Los principales daños a los que se enfrentan son a los provocados por la corrosión debido a los químicos del agua de la caldera, y a la erosión como consecuencia del proceso de purga de los residuos acumulados en el fondo, especialmente en la zona del vapor. La presencia de cualquier de las dos defectos supondrán el cambio del cristal.

Eliminadores de aire y rompedor de vacío

La presencia de aire en la caldera puede provocar problemas de corrosión si no es eliminado correctamente, además afecta de manera adversa en el rendimiento de la caldera a causa de su presión parcial y reduce el calor transmitido por contacto al envolver a las superficies que intercambian calor.

Para expulsar el aire del espacio que debería ocupar el vapor, se utiliza válvulas manuales o un eliminador de aire como alternativa más precisa y automática.

Por otra parte, la función de un rompedor de vacío se coloca con la finalidad de evitar la presencia de vacío como consecuencia de la condensación de vapor tras detener el funcionamiento de la caldera. De esta manera podemos prevenir la aparición de grietas originadas por la depresión causada en el interior de la caldera a causa del vacío.



1.5.5. Problemas comunes

A) Incrustaciones

Las incrustaciones se forman en la superficie de los conductos y de las paredes de la caldera como consecuencia de la cristalización de las sales presentes en el agua.

Los principales agentes causantes de la aparición de incrustaciones en nuestra instalación son aquellos que presentan una solubilidad decreciente a medida que aumentamos la temperatura del fluido portador, como son el magnesio, el sulfato cálcico, el carbonato cálcico o el hidróxido cálcico, entre otros.

La presencia de este tipo de sustancias son bastantes perjudiciales para el correcto funcionamiento de la caldera ya que su conductividad térmica es baja, disminuyendo el calor transferido entre los flujos, lo que ocasiona una caída del rendimiento térmico. Otro problema que provocan es el recalentamiento del metal situado cerca de la llama y que conduce a situaciones de hinchamiento, corrosiones e incluso su rotura.

La eliminación de las incrustaciones de la caldera se produce bien por la actuación de dispersantes y lavados químicos, o como consecuencia de contracciones y dilataciones. Una vez desprendidos se acumulan en la base del recipiente, obstruyendo

B) Corrosión

La corrosión consiste en el deterioro progresivo de los materiales como consecuencia de reacciones con el medio ambiente donde son empleados.

El fenómeno de la corrosión suele ser un proceso de destrucción lenta y constante de un material ocasionada por un proceso electro-químico, químico o de erosión como consecuencia de la interacción con elementos exteriores como la presencia de humedad, sustancias químicas, diferenciales de oxígeno, etc.

C) Corrosión general

Es aquella corrosión que provoca que la superficie de un metal se disuelva de forma uniforme y vaya disminuyendo poco a poco su sección, afectando de manera significativa a la seguridad de mi instalación.

La baja acidez del agua es uno de los factores que afecta a la velocidad con la que se disuelve el juego junto a otros metales, siendo por lo tanto necesario controlar el nivel de pH hasta niveles elevados.



D) Pitting

Este tipo de corrosión se produce en las calderas como consecuencia de la existencia de un diferencial potencial en el metal provocado por una distribución no uniforme en la cantidad de oxígeno presente en la superficie del elemento al estar recubierto de manera desigual por la deposición de barros y lodos, originando pequeñas ``picaduras`` en el cuerpo.

El principal problema que presenta es la dificultad de detectarla ya que estos pequeños agujeros suelen taparse por la suciedad, los lodos o los mismos productos desprendidos por la corrosión. Por otra parte, la profundidad y el número de agujeros pueden variar notablemente, siendo difícil de evaluar los daños producidos por las picaduras. De esta manera, la picadura puede ocasionar de manera inesperada fallos en los elementos a los que afecta.

El tiempo que puede requerir la picadura para penetrar una sección metálica puede abarcar meses o años. Una vez iniciada la picadura tras un periodo, los agujeros se desarrollan a gran velocidad en la misma dirección que la gravedad.

E) Corrosión cáustica

Se produce por la sobreconcentración local de sales alcalinas en zonas con elevada carga térmica, como es el caso de aquellos elementos situados cerca del quemador.

La corrosión cáustica origina cavidades profundas similares a las ocasionadas por pitting como consecuencia de la actuación del oxígeno, presentando óxido negro en su interior.

F) Corrosión por presencia de anhídrido carbónico

La existencia de anhídrido carbónico en el agua toma un papel fundamental en la química de la misma debido a los compuestos que este forma. Parte del CO_2 presente en el agua se encuentra disuelto en estado gaseoso mientras que otra parte reacciona para dar lugar a ácido carbónico que posteriormente dará lugar a bicarbonato o iones carbonato que irán consumiéndose en distintas reacciones agresivas.

1.5.6. Calidad del agua

La calidad del agua empleada para alimentar las calderas influye de manera directa en la vida útil de una caldera de vapor. De este modo, si no se realiza un control



estricto sobre las propiedades del agua de alimentación, puede suponer un riesgo importante para la integridad de la caldera.

Para asegurarnos que el agua suministrada y la del interior de la caldera cumplen con los parámetros de calidad necesarios, se establecen un conjunto de normas que definen los tratamientos de agua a llevar a cabo.

El conocimiento del ciclo que realiza el agua en una caldera y su control, es de gran importancia para el correcto funcionamiento de la instalación. El agua de alimentación suministrada a la caldera se encuentra compuesta por una porción variable de agua nueva y tratada denominada agua de aportación, junto a agua que retorna desde la instalación tras su enfriamiento con el fin de reutilizarla.

A continuación el flujo de agua se introduce en la caldera, aumentando su temperatura hasta alcanzar la temperatura suficiente para pasar a estado de vapor. De esta manera, el vapor generado se encuentra libre de impurezas, siendo estas depositadas en el agua que queda sin evaporar.

Para evitar la acumulación de depósitos de impurezas, es necesario la realización de una extracción de aquel fluido donde se encuentran acumuladas, perdiendo parte de agua de la caldera en el proceso.

Por otra parte, la realización de un tratamiento deficiente puede originar un incremento notable en el consumo de agua, combustible y productos químicos como consecuencia de un exceso de purgas. Para que una caldera trabaje de manera fiable y segura es necesario llevar a cabo un buen tratamiento de sus aguas.

El agua es un fluido comúnmente empleado en los sistemas de vapor y uno de los más abundantes en la naturaleza, sin embargo, no se encuentra en estado puro. Lo común es encontrar el agua con un gran número de partículas en suspensión que no la hace apta para su alimentación directa en una caldera.

El agua puede contener ácidos y soluciones de sales, aunque externamente esta se encuentre clara, que dañen los aceros y los elementos metálicos con base de cobre de la caldera de vapor.

En función de los elementos que contiene asociados, pueden considerarse dos grandes grupos:

- Elementos en suspensión: Están compuestos por minerales y elementos de pequeñas dimensiones tales como restos de organismos animales o vegetales,



arcillas e incluso residuos industriales procedentes de diferentes procesos de producción.

- Elementos disueltos: Aquellas sales minerales, sustancias orgánicas y gases que se encuentran disueltos en el agua.

Según la cantidad de sales minerales presentes en el agua, estas se clasifican como:

- Aguas neutras: Se caracterizan por disponer de una alta concentración de cloruros y sulfatos que no alteran el valor su valor de pH al no aportar tendencias alcalinas o ácidas al agua.
- Aguas blandas: Como elementos principales de su composición se encuentra sales minerales con una alta solubilidad.
- Aguas duras: Presentan una importante cantidad de compuestos de magnesio y calcio pocos solubles que dan lugar a la formación de incrustaciones y de depósitos.

1.6. TRANSFERENCIA DE CALOR

1.6.1. Propiedades del vapor de agua

Cuando calentamos agua dentro de un recipiente rígido y cerrado, esta se calentará hasta alcanzar su temperatura de saturación de ebullición a la cual invertirá todo el calor recibido para pasar a estado de vapor, manteniendo su temperatura y presión constante en el proceso.

De este modo, el vapor comenzará a llenar todo el espacio del que disponga dentro del recipiente, llegando a ocupar 1.750 veces más volumen que en estado líquido a presión atmosférica. Tras ocupar todo el espacio del recipiente rígido, la adicción de más vapor provocará la compresión del ya existente dando como resultado un aumento de presión.

- Densidad y Volumen específico: Es el volumen por unidad de masa que ocupa un determinado material o elemento. La densidad

- Temperatura de saturación: Temperatura a la cual un fluido entra en estado de ebullición. Puesto que en un cambio de fase la temperatura se mantiene constante, a pesar de la absorción de calor en el proceso, su valor es constante para un valor de presión constante determinado.



Entalpía del líquido saturado: Energía que dispone un fluido al encontrarse a su temperatura de saturación, o bien, calor que es necesario apartar para llevar a un fluido desde su temperatura de referencia inicial (0°C) hasta su temperatura de saturación.

- Entalpía de vaporización: Se define como la cantidad de energía que hace falta para lograr que una sustancia cambie completamente de fase desde estado líquido a gaseoso tras alcanzar su temperatura de saturación.

- Entalpía de vapor saturado: Energía que dispone un vapor al encontrarse a su temperatura de saturación, o bien, calor que es necesario apartar para llevar a un fluido desde su temperatura de referencia inicial (0°C) hasta estado de vapor a su temperatura de saturación correspondiente.

- Entalpía vapor sobrecalentado: Energía que dispone una sustancia en estado de vapor sobrecalentado, o bien, calor que es necesario apartar para llevar a un fluido desde su temperatura de referencia inicial (0°C) hasta vapor sobrecalentado a una temperatura y presión determinada.

- Vapor sobrecalentado: Aquel vapor que se encuentra a una temperatura mayor que la de saturación.

- Punto crítico: Presión a la cual un fluido cambia a estado de vapor sin producirse un proceso de ebullición.

Tablas de vapor: Recoge toda aquella información relacionada con las propiedades del agua y del vapor. De este modo, en ellas se encuentran datos tabulados (en función de la presión y la temperatura) tales como: entropía, entalpía, volumen específico, viscosidad, etc.

1.6.2. Definición de la combustión

La manera en la que se aprovecha la quema de combustibles con la finalidad de aprovechar la energía liberada en el proceso ha ido variando a lo largo de los siglos, convirtiéndose en un pilar fundamental en todas las sociedades.

El objetivo por lo tanto, no será obtener simplemente calor de la combustión para aprovecharlo y generar electricidad, sino que deberemos de conocer este proceso de manera adecuada con la finalidad de economizar el proceso para que resulte competitivo respecto a otros procesos de producción de energía, reducir el impacto medioambiental en la manera de lo posible y teniendo en mente la existencia finitas de recursos.



Por lo tanto, conocer los distintos parámetros que influyen y definen la combustión junto a los diferentes modos de llevarla a cabo, será el objetivo a tratar.

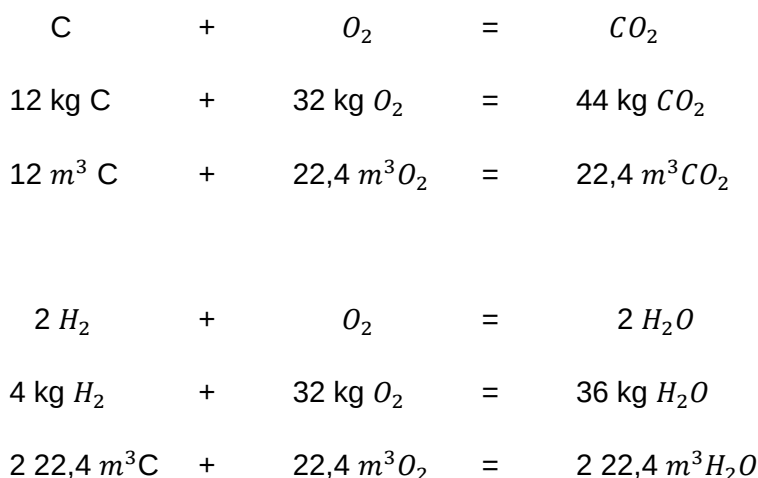
La combustión consiste en un proceso químico-físico donde un elemento actúa como **combustible** y se combina con otro cuya función es la de comburente, y que en la mayoría de casos será el oxígeno en estado gaseoso.

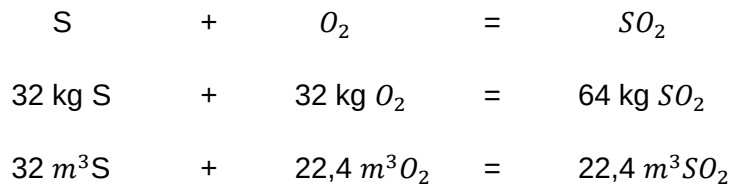
En este proceso se desprende energía en forma de calor y luz debido reacción originada por la combustión, dando lugar a la formación de la llama.

Teniendo en cuenta que el oxígeno está compuesto en el 77% del peso de N_2 y el 23% del peso de O_2 , la reacción que se lleva a cabo es una oxidación del hidrógeno (H) y del carbono (C) presentes en el combustible. Por lo tanto, conocida la composición del aire y el combustible (cantidad de hidrógeno y carbono contenido), podremos determinar la cantidad de aire mínimo necesaria para provocar una combustión completa.

Partiendo de que los combustibles están constituidos principalmente de hidrógeno, carbono, oxígeno y en menor cantidad de otros tales como el azufre, hierro, etc., solamente se tendrá en cuenta para la reacción el hidrógeno, el carbono, el oxígeno y el azufre. De esta manera, necesitaremos conocer las ecuaciones que llevan emparejadas estas reacciones y la composición centesimal para calcular la cantidad de aire requerida para quemar 1 kg de combustible.

Si conocemos la cantidad de hidrógeno, carbono, oxígeno y azufre (en peso) que se encuentra en un kilogramo de un combustible cualquiera, podemos determinar el oxígeno requerido para la reacción completa de 1 kg de combustible. Por lo tanto, conocida la cantidad de oxígeno necesario y la proporción en peso que tiene, seremos capaces de calcular cuánto aire se necesita para poder quemar 1 kg de combustible.





1.6.3. Poder calorífico superior e inferior

Se define el poder calorífico como aquella cantidad neta de calor generado por la combustión completa de un determinado combustible. Dicho vapor puede determinarse mediante la utilización de un calorímetro o bien de manera matemática realizando el análisis químico de los humos generados de la combustión con el fin de determinar su composición. Para combustibles sólidos y líquidos viene expresada en *kcal/kg* o en *kcal/Nm³* en el caso de combustibles gaseosos.

Como consecuencia de la combustión, se obtiene calor junto a vapor de agua. Dicho vapor ha sido generado del agua que contenía el combustible y que cambia de estado como consecuencia de la absorción de parte de la energía calorífica, robando parte de la carga térmica generada. Para poder aprovechar dicho calor, deberíamos ser capaz de enfriar los productos originados de la combustión hasta la temperatura de condensación del vapor de agua intercambiando dicha energía con nuestro proceso.

La realización de dicho proceso no se lleva a cabo ya que el enfriamiento de los productos de combustión provoca la condensación de elementos con propiedades corrosivas, siendo bastantes peligrosos para las instalaciones.

De este modo, podemos definir el Poder Calorífico Superior de un combustible como aquella cantidad de calor emitida al quemar una masa equivalente a un kilogramo de combustible, considerando el calor desprendido como consecuencia de la condensación del vapor de agua disponible en los productos de combustión. Si descontamos la energía calorífica que es absorbida por el agua del combustible para pasar a estado de vapor, el calor desprendido por cada kilogramo de combustible recibe el nombre de Poder Calorífico Inferior.

1.6.4. Mecanismos de Transferencia de calor

- Conducción: Es aquella transferencia de calor producida por la existencia de un gradiente de temperaturas a través de medio sólido o líquido.



De este modo, podemos definir la conducción como aquella transferencia de energía que ocurre debido a las interacciones entre las partículas que poseen más energía a las menos energéticas.

En aquellos elementos que se encuentran a mayor temperatura, sus moléculas dispondrán de una alta energía que será transferida desde las moléculas más energéticas a aquellas con menor energía mediante el choque constante entre las moléculas adyacentes. De este modo, si existe un gradiente de temperaturas se producirá una transferencia de energía por conducción en la dirección correspondiente de la temperatura decreciente.

- Convección: Es la transferencia de calor que tiene lugar en líquidos y gases como consecuencia de dos mecanismos diferentes.

Por una parte se encuentra aquella energía transferida debida al movimiento aleatorio que sufren las moléculas y que recibe el nombre de difusión. Por otra, aquella energía que se transfiere a causa del movimiento macroscópico o global del fluido.

Como consecuencia entre la interacción entre un fluido y una superficie caliente, se crea una región en dicho fluido en la cual su velocidad varía desde su valor finito asociado hasta alcanzar un velocidad igual a cero. Esta región recibe el nombre de capa límite de velocidad o hidrodinámica.

La transferencia de calor por convección como resultado del movimiento aleatorio de las partículas, se concentra principalmente cerca de la superficie en la que la velocidad es baja. De este modo, en la interfase entre el fluido y el sólido donde la velocidad que tiene el fluido es muy cero, el calor transferido se realiza únicamente a través de este método.

En cambio, aquella contribución originada como consecuencia del movimiento volumétrico del propio fluido se debe al crecimiento de la capa límite a medida que nos separamos del sólido. Por consiguiente, el calor transferido en esta capa es conducido aguas abajo donde se transfiere al fluido situado fuera de la capa límite.

Según el origen del flujo podemos clasificarlo como:

- Convección forzada: El flujo es debido a la utilización de medios externos como es el caso de una bomba, un ventilador o por los propios vientos atmosféricos.
- Convección libre: El flujo es causado por fuerzas que surgen como consecuencia de la existencia de una diferencia de densidad provocada por la presencia de variaciones de temperatura en el propio fluido.



- Convección combinada: Se origina en aquellas situaciones de convección forzada donde la velocidad desarrollada son similares a las creadas por corrientes de convección natural.

- Radiación: La energía por radiación es aquella originada y emitida de manera continua en la superficie de todos los elementos como consecuencia de encontrarse a una temperatura dada.

La transferencia de calor por radiación se caracteriza por llevarse a cabo a través del vacío o de un fluido mediante ondas electromagnéticas las cuales son propagadas a la velocidad de la luz. Aquella energía radiante que es absorbida por un determinado cuerpo es transformada en calor, aumentando la temperatura de su superficie. Por otra parte, la energía radiante puede ser reflejada (difundida) por los cuerpos o incluso refractada.

1.6.5. Transferencia de calor con cambio de estado

Tanto en un proceso de ebullición como de condensación se originan efectos significativos en el cambio de fase como consecuencia del calor latente asociado a dichas transformaciones. Debido al movimiento del fluido que se origina en estos procesos, la transferencia de calor se agrupa dentro del grupo de convección aunque con unas características que lo convierte en singular:

- Se produce grandes transferencias de flujos caloríficos mientras que la temperatura se mantiene constante a lo largo de la transformación.

-La diferencia de densidad entre las distintas fases junto a la tensión superficial, provoca la creación de una fuerza de empuje.

Esto da lugar a que los coeficientes de película se vean incrementados respecto a los del intercambio con sola una fase.

- A) Ebullición de convección libre: La diferencia de temperatura entre la superficie caliente en contacto con el fluido no es lo suficiente alta para fomentar la aparición de burbujas. De este modo, nos encontraríamos en un régimen de convección libre en el que no hay suficiente vapor en contacto con la superficie líquida que ocasione la ebullición a la temperatura de saturación.
- B) Ebullición nucleada: Se inicia la creación de burbujas de vapor, dando lugar a dos régimen diferentes:



- Burbujas aisladas: Tras la llegada al punto de inicio de la ebullición nucleada comienza a aparecer burbujas de forma aislada en la superficie (debido a imperfecciones) y las cuales son desprendidas. La mezcla resultante incrementa la transferencia de calor debido al movimiento del líquido a través de la pared y no como consecuencia de las burbujas de vapor.
 - Chorros y columnas: En este régimen aumenta notablemente la cantidad de burbujas que aparecen, fusionándose e interfiriendo una con otras lo que provoca un aumento del calor transferido. El intercambio de calor se realiza desde la pared hacia las burbujas principalmente debido a que estas dificulta el movimiento del fluido cerca de la superficie. El flujo calorífico alcanza su máximo al llegar al punto C donde comienza a caer bruscamente debido a la existencia de grandes cantidades de vapor que evita que la superficie se mantenga húmeda de forma continua. Este punto recibe el nombre de *flujo crítico de calor*, caracterizándose por alcanzar el valor máximo de flujo calorífico transferido sin problemas al fluido.
- C) Ebullición de transición: La creación de una película de vapor ocasionada por la alta tasa de formación de burbujas en la superficie provoca una caída en el flujo de calor y en el coeficiente de convección. Además, las condiciones en esta zona pueden variar entre ebullición nucleada y ebullición en película, existiendo un equilibrio metaestable que impide medir experimentalmente las condiciones en esta zona.
- D) Ebullición de película: Una vez alcanzado en punto de mínimo flujo de calor, o también llamado como punto de Leidenfrost, la cantidad vapor que se genera es tal que cubre completamente la superficie con un manto. De este modo, la transferencia de calor al fluido se lleva a cabo por conducción mediante el espesor de la película.

1.6.6. Convección forzada con flujo externo en ebullición

La transferencia de calor en ebullición nuclear convectiva es producida tanto de la acumulación de calor por parte del vapor desprendido en forma de burbujas sueltas como de la convección entre el fluido. La ebullición por convección forzada tiene una serie de similitudes con la ebullición nucleada y la de película, sin embargo, la dinámica de formación y desprendimiento de burbujas es diferente. Además, las estructuras y la mezcla de fases líquidas y de vapor también son significativamente distintas. En esta sección, se considerará la convección forzada con cambio de fase en un tubo horizontal.



La ebullición nuclear convectiva en un tubo difiere considerablemente del que se produce en un plato plano. En el último caso, las burbujas se crean en zonas de nucleación dispersas, desprendiéndose de la capa límite sobrecalentada y con ello causando una erupción de líquido “frio” a la superficie.

En el caso de un tubo horizontal, la observación muestra que la nucleación ocurre principalmente en la parte inferior del tubo y que las burbujas luego se deslizan paralelas a la superficie hasta un punto cerca de la parte superior antes de que partan. Por lo tanto, se forma una capa de burbuja alrededor del tubo como se muestra en la Figura 1 y el análisis [Cornwell y Einarsson (1990)] de un volumen de control radial muestra una oscilación que varía desde prácticamente cero en la base hasta alrededor de 0,5 en los lados, con un rápido correspondiente aumento en la velocidad. Esto da lugar a la existencia de una variación periférica considerable del coeficiente de transferencia de calor en el tubo.

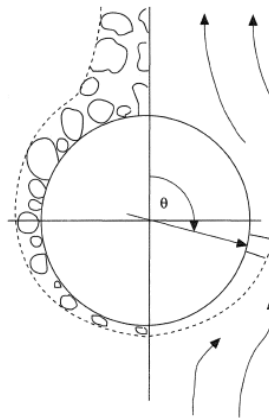


Ilustración 1. Capa de burbujas por ebullición en un tubo

Este aumento es causado por el aumento en la velocidad de la capa de burbujas desde la base y por el transporte adicional de calor latente desde las capas delgadas formadas debajo de las burbujas a medida que se deslizan alrededor de la superficie. Este último mecanismo se vuelve más importante a medida que aumenta la velocidad del líquido.

La estimación de los coeficientes de transferencia de calor de ebullición para los tubos generalmente ha sido basada en las correlaciones de ebullición en alberca desarrolladas a partir de conceptos de nucleación de placa plana (aunque se sabe que los tubos pueden producir valores más altos). Este puede ser un enfoque razonable a altos flujos de calor donde la ebullición es más fuerte, pero a flujos más bajos donde operan la mayoría de los sistemas industriales, la diferencia puede ser considerable.



1.6.6.1. Correlación de Cornwell y Houston (1994)

La siguiente correlación general basa en la naturaleza convectiva de la ebullición en tubo con número de Reynolds, Re_b , que representa la velocidad de producción de vapor en la capa burbujeante de un tubo, diámetro D .

$$Nu_D = \frac{h_{conv} * D}{k_v} = A * F * Re_b^{0,67} * P_{r,l}^{0,4} \quad (4)$$

Donde:

$$F = 1,8 * Pr^{0,14} + 4 * Pr^{1,2} + 10 * Pr^{10}; \quad Pr = P/P_{crit}; \quad A = 9,7 * P_{crit}^{0,5} \quad (5)$$

$$Re_b = \frac{q'' * D}{\mu_l * h_{fg}} \quad (6)$$

Las propiedades del fluido se evaluarán a la presión de trabajo y a la temperatura de saturación T_f , siendo esta el promedio entre la temperatura de saturación del fluido y la de la superficie del tubo.

1.6.7. Ebullición en un conjunto de tubos

Se ha demostrado que la transferencia de calor en ebullición que se produce en un conjunto de tubos aumenta progresivamente desde el tubo inferior hacia arriba debido a la velocidad del líquido y la presencia de burbujas en el flujo.

El líquido que ingresa al haz desde abajo y fluye hacia arriba pasando los tubos hasta que la temperatura de la pared supere la temperatura de saturación del líquido, se produce la transferencia de calor por convección monofásica. Una vez que la temperatura de la pared está por encima de la temperatura de saturación, comienza el régimen de formación de las burbujas. La creación cada vez mayor de burbujas tiende a formar chorros de estas que ascienden desde la parte superior de los tubos. La fusión de estas burbujas da lugar a la creación de burbujas de mayor tamaño, deslizándose a medida que pasan entre los tubos adyacentes, originando una película de líquido que se evapora entre la burbuja y la pared. El flujo se vuelve cada vez más caótico y turbulento, quedando el líquido atrapado en el vapor. Este es el régimen de flujo de pulverización y los tubos se humedecen por el impacto de gotitas, manteniéndose una película líquida continua en los tubos. Por lo tanto, los modos activos de transferencia de calor en la ebullición en conjunto de tubos son ebullición nucleada, ebullición convectiva y evaporación de película fina. En condiciones críticas, la sequedad de los tubos puede



ocurrir con una disminución sustancial en el coeficiente de transferencia de calor local. Normalmente, para las condiciones de entrada saturadas, el coeficiente de ebullición de flujo local de los tubos situados en el fondo del conjunto de tubos es similar al valor que tendría dicho coeficiente si el tubo se encontrase aislado. A medida que la cantidad de vapor generado aumenta desde la parte inferior hacia la zona superior del haz, la influencia de la convección se vuelve cada vez más importante. En la parte superior del paquete, el coeficiente de transferencia de calor puede llegar a ser tan alto como tres o cuatro veces más que en la parte inferior.

Los métodos analíticos utilizados hasta la década de 1960 fueron excesivamente conservadores y condujeron a equipos sobredimensionados. Los enfoques posteriores se basaron generalmente en el flujo de calor de ebullición en alberca en un solo tubo pero aplicado para un conjunto de tubos.

La gran variedad de variables involucradas en los complejos procesos de flujo de líquido/vapor y de calor en ebullición externa hace que la brecha entre la comprensión de los mecanismos locales en el tubo y la estimación del coeficiente de transferencia de calor del conjunto global (h_b) pueda ser determinarse con detalle. Sin embargo, el conocimiento de los mecanismos ha resaltado con éxito los enfoques más viables para desarrollar correlaciones de diseño.

Palen (1983) recomienda esencialmente la adaptación del coeficiente de transferencia de calor en ebullición nuclear en un solo tubo h_{nb} mediante un factor de ebullición del haz F_b , un factor de corrección de mezcla F_c y un h_{nc} de convección natural en la forma.

1.6.7.1. Palen

El enfoque propuesto por Palen (1983) define el coeficiente de transferencia de calor ebullición medio del conjunto de tubos (h_b) como una superposición de las contribuciones de ebullición y convección natural. De este modo, después de calcular el coeficiente de transferencia de calor de un solo tubo, el coeficiente de ebullición medio del conjunto de tubos puede obtenerse a partir de la siguiente ecuación:

$$h_{nb} = h_{st} * F_b * F_c + h_{nc} \quad (7)$$
$$h_{1_b} = 1 \text{ tubo ebullición}; \quad F_c = 1,5; \quad h_{1_c} = 250 \frac{W}{m^2 * K}$$



Donde h_{st} es el coeficiente de ebullición de un solo tubo, f_b es un factor de ebullición del haz, F_c es el factor de corrección de ebullición de la mezcla, y h_{nc} el coeficiente de transferencia de calor por convección natural para el haz de tubos. Palen recomienda usar $h_{nc} = 250 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ y $F_b = 1,5$. Para fluidos puros y mezcla azeotrópica, F_c es igual a 1.

1.7. DESCRIPCIÓN DE ALGUNOS TIPOS DE CALDERAS

- Calderas Sencillas: Este tipo de calderas están compuestas por un cilindro de chapa de acero cuyos fondos son convexos, uniéndose el conjunto mediante remaches y colocándose sobre una mampostería formada de anillos refractarios donde se instalarán el fogón y el conducto para el humo. En el centro de su parte superior se encuentra situado el domo, siendo su función la de contener el vapor seco que se va produciendo en la caldera y que posteriormente será conducido hasta las distintas máquinas mediante cañerías o conductos.

En la parte inferior se encuentra el hogar compuesto por la parrilla de acero fundido junto a un muro formado por ladrillos refractarios que impide la caída del combustible sólido y eleva la altura de las llamas hacia la caldera.

- Calderas equipadas con hervidores: Con el fin de incrementar la producción de vapor se añade un conjunto de tubos por los que circula los gases residuales calientes con el fin de aumentar la superficie de intercambio de calor con el agua y aprovechar así lo máximo posible el calor latente de los que disponen. Estos conductos reciben el nombre de hervidores, se sitúan en la parte inferior del cuerpo principal cilíndrico y se unen mediante una serie de tubos por donde circula los humos de escape.

La principal ventaja con la que cuenta es que permite obtener una mayor cantidad de vapor de agua sin incrementar el volumen de fluido en la caldera, además cuentan con una construcción, instalación y reparación sencilla, pudiéndose cambiar los hervidores dañados con facilidad. La principal desventaja con las que cuentan estas calderas es la alta posibilidad de fallo a causa de la dilatación entre los hervidores y la caldera, lo que puede causar escapes de vapor de agua en los tubos de unión, incluso puede ocasionar su rotura.

- Calderas con hogar interior: Son las calderas utilizadas más comunes en la industria actual para la generación de vapor. Están compuestas por un cuerpo principal cilíndrico con fondos curvos o planos, un gran tubo o conducto interior donde se sitúa el



hogar y unos conductos por donde circulan los gases de escape hasta la chimenea, intercambiando calor con el fluido en su recorrido.

Para evitar que la caldera colapse como consecuencia de las altas presiones se le añade una serie de soportes metálicos, dejando espacio suficiente como para que no interfiera con el correcto funcionamiento del conjunto. Para aumentar el área de contacto, los gases de escape se suelen recircular por el interior de la caldera con el fin de incrementar su recorrido lo mayor posible hasta su expulsión por la chimenea.

- Caldera Semitubular: Este tipo de calderas están compuestas por un cilindro principal de grandes dimensiones cuyos fondos son planos, llevando un conjunto de tubos a lo largo de diámetros comprendidos entre 3 y 4 pulgadas. Mediante herramientas especializadas se colocan los tubos expandidos y distribuidos por los fondos de la caldera, situándolos de manera diagonal para simplificar su limpieza interna. Con el fin de evitar la rotura de los fondos y su deformación como consecuencia de las altas presiones del vapor, se colocan tirantes y pernos en la parte superior de los tubos.

La instalación de la caldera se realiza depositándola sobre una base de acero que variará en función de su peso y de la cantidad de agua que contenga. Sobre esta base se colocará ladrillos refractarios para la colocación del hogar y de los distintos conductos por donde circularán los humos. La ventaja de este tipo de calderas es la gran superficie de calefacción con la que cuentan.

- Caldera Locomotora: El hogar de estas calderas recibe el nombre de caja de fuego, es de forma rectangular y situado sobre este se encuentra un haz tubular por donde circula los gases calientes hasta la caja de humos. Por su parte el agua se encuentra bañando los tubos y el hogar con el fin de aumentar la superficie de contacto.

Con el fin de evitar la deformación de las paredes planas que compone el hogar, se coloca un conjunto de tirantes atornillados, soldados o remachados a las planchas. Por otra parte los tubos son fijados a dos placas mediante expandidores con el propósito de poder extraerlas por la caja de humos en caso de que se requiera reemplazarlos. Las chimeneas de todas las calderas locomotoras son construidas muy cortas para que los tirajes naturales sean pequeños.

- Calderas de Galloway: Son todas aquellas calderas que cuentan con uno o dos tubos de hogar Galloway. Estos conductos son cónicos y son situados en distintos sentidos e inclinados, atravesando el tubo del hogar. Debido a que los tubos Galloway absorben el calor procedente de los gases a través de su superficie externa, permite un aumento de la superficie de intercambio.



- Locomóviles: Reciben el nombre de calderas locomóviles todas aquellas máquinas de vapor y calderas empleadas en tareas agrícolas, pudiendo disponer tanto de hogar rectangular como de cilíndrica. Sobre estas calderas se monta la máquina, siendo colocado todo el conjunto a su vez sobre una estructura donde se haya las ruedas para su transporte. Pueden disponer de uno o dos cilindros en el hogar, siendo su tiraje forzado como en el caso de las locomotoras.

Para mantener la seguridad en este tipo de calderas y en las demás, es imprescindible que esté provista de accesorios como manómetro, válvula de purga, tapón fusible, válvula de seguridad, etc. que permitan un control estricto de la situación en la que se encuentra trabajando nuestro elemento.

- Calderas Marinas: Son aquellas calderas empleadas en la navegación con el fin de generar potencia para el desplazamiento del barco, alimentar a los generadores eléctricos que dan servicio al buque e impulsar a las bombas de alimentación junto a los servicios auxiliares.

Existen calderas marinas tanto acuotubulares como pirotubulares, siendo de estas las más empleadas las denominadas “calderas suecas”. Este tipo de calderas cuentan con un cilindro exterior de gran diámetro y cuya longitud es menor o igual a este. Los hogares se encuentran en la parte inferior, pudiendo disponer de hasta 4 tubos que se unen en la caja de fuego que se encuentra rodeada por agua. Tras juntarse los gases de combustión, son reconducidos mediante tubos a través del fluido para aumentar la superficie de contacto e intercambiar la mayor cantidad de energía posible hasta su salida por la caja de humos y la chimenea.

- Calderas Semifijas: Estas calderas están compuestas por un cilindro principal donde se encuentran introducidos tanto el hogar como todos los haces de tubos, siendo estos empaquetados y apernados en los fondos del cilindro externo. Tanto el conjunto de tubos como el hogar se encuentran lo más descentrado posible hacia abajo con el fin de permitir que la cámara de vapor cuente con el mayor volumen posible, pudiendo extraerse a su vez todo el junto con mayor facilidad en caso de que fuese necesario la realización de limpiezas o reparaciones. De esta manera, el vapor de agua sale desde el domo de la caldera, circula a través del serpentín recalentador y se dirige hasta la máquina. En la parte inferior se encuentra el emparrillado colocado sobre un soporte angular el cual dispone de varios resortes ajustables.

- Calderas Combinadas: Son aquellas calderas que se combinan con la finalidad de aumentar la potencia y el rendimiento en algunas de ellas. Las más empleadas normalmente son las calderas con hogar interior combinado con la semitubular,



situándose en la parte inferior una caldera del tipo Galloway o una Cornualles formada por dos o tres conductos de hogares.

Ambas calderas disponen de unas cámaras de agua y vapor conjuntas unidas mediante tubos verticales. Los gases procedentes de la combustión del hogar ascienden y circulan por los conductos de la caldera superior, rodeándola por su exterior hasta bajar de nuevo hacia la caldera inferior, saliendo finalmente por la chimenea.

El flujo de agua de alimentación es entregada inicialmente a la caldera superior hasta alcanzar su nivel normal, dirigiéndose a través de un tubo vertical hasta la cámara de agua procedente de la cámara interior. Cada una de las calderas cuenta con sus propios tubos por donde circula el vapor, uniéndose ambos flujos antes de salir desde el domo hasta las máquinas que componen la instalación.

1.8. TIPOS DE CALDERAS ACUOTUBULARES

- Calderas Steinmüller: Son calderas intermedias o mixtas las cuales se disponen de un conjunto de tubos adosados en las paredes del hogar para calentar el fluido que circula por los conductos que posteriormente pasa a un colector cilíndrico llamado domo y de grandes dimensiones donde se separa el vapor en estado gaseoso del agua líquida, pudiendo obtenerse vapor seco en lugar de húmedo, si se hace circular a través de un sobrecalentador.

La capacidad de generación de vapor de este tipo de calderas es de 1500 kg/h con una presión de trabajo de 13 atm y una temperatura de 300 °C. Inicialmente fueron construidas y diseñadas para trabajar mediante la quema de carbón fósil hasta su mejora en 1957 donde se modificó para que fuese capaz de utilizar combustibles líquidos mediante la incorporación de quemadores y sopladores.

Existe una gran variedad de este tipo de calderas, pudiendo variar tanto sus capacidades, tamaños, presiones o disposición, siendo siempre los tubos una parte fundamental de la misma junto a los colectores donde son ubicados los termómetros, las tomas de agua/vapor o las válvulas de seguridad entre otros.

- Calderas verticales Olmar: Están compuestas por un tubo de grandes dimensiones que se encuentra en su interior y al cual se le acopla un conjunto de colectores por donde circula el agua. Su diseño permite una producción de vapor de agua bastante amplia que abarcan desde 70 kg/h hasta alcanzar los 1.200 kg/h y con presiones entre los 2 kg/cm^2 y los 14 kg/cm^2 . De esta manera, su amplia flexibilidad



junto a su facilidad para acceder a su zona interior en caso de averías hace que sean muy empleadas en la pequeña industria como es en panaderías, tintorerías, lavanderías o lácteos.

Su otra ventaja es el tipo de combustibles que emplean, pudiendo trabajar tanto con combustibles líquidos como con sólidos como es el caso de madera u orujillo, incluso en determinados casos son construidas con hogares mixtos con el objetivo de poder utilizar ambos tipos de combustibles.

- Caldera Babcock-Wilcox: Están compuestas por uno hasta un total de tres colectores de agua y vapor superiores conformados a través de la unión de un conjunto de haces de tubos rectos con ambos extremos inclinados y al colector de impurezas inferior. Por lo general disponen de un hogar con parrilla mecánica alimentada por carbón de hulla fina que va desplazando el combustible desde que cae de la tolva hasta el interior del hogar donde es quemado hasta convertirlo en escoria y cenizas.

El agua de alimentación que se almacena en el depósito del colector superior desciende para iniciar de esta manera su calentamiento al circular por el haz de tubos al ponerse en contacto con los gases de combustión. Debido a la posición de los conductos, el vapor de agua asciende favorecido por la inclinación, dirigiéndose nuevamente al recolector para circular a continuación por un recalentador situado en la parte superior con la finalidad de evitar que se fundan los tubos.

- Caldera Stirling: Se componen por un total de tres colectores situados en la parte superior de la caldera, colocados paralelamente e interconectados entre ellos mediante tubos. A su vez, los tres colectores se encuentran comunicados con la cámara de agua inferior mediante haces de tubos en tres unidades con la diferencia de que el flujo en la última es descendente al situarse más alejada del hogar y por ser por donde entra el agua a la caldera.

Al encontrarse el hogar en la parte inferior de la caldera, el agua de la cámara inferior se calienta rápidamente y ascendiendo por diferencia de densidades a los dos primeros colectores superiores donde continúa aumentando su temperatura al contacto con los gases de combustión hasta convertirse el vapor de agua, saliendo por el colector central superior al encontrarse situado a mayor altura respecto a los otros dos.

Estas calderas pueden trabajar tanto con combustibles sólidos como líquidos o gaseosos, siendo capaces de generar en torno a 80.000 kg/h de vapor de agua, pudiéndose colocar incluso un recalentado para aprovechar más los gases de escape para aumentar la temperatura del vapor obtenido.



2. MEMORIA JUSTIFICATIVA

2.1. RESULTADOS ESTRUCTURALES

Para la realización del diseño de la caldera de vapor pirotubular se ha empleado las normas UNE-12953 las cuales rigen los distintos aspectos a tener en cuenta para la construcción específicamente de una caldera del tipo pirotubular.

De este modo, los cálculos estructurales de la caldera se ha llevado a cabo según lo establecido en la norma UNE-12953-3: Diseño y cálculos de una caldera pirotubular, para los siguientes datos de partida:

- Datos de partida:
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Caudal de vapor: } 3.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \\ \text{Presión del vapor: } 10 \text{ bar} \\ \text{Temperatura del agua de alimentación: } 179,88^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

De este modo, Potencia requerida es de 1.679 kW, para la cual, se diseñará una caldera de 2.000 kW capaz de abastecer las necesidades de la instalación, dando lugar a los resultados que se muestran a continuación.

2.1.1. Tubos

2.1.1.1. *Tubo de combustión*

Material: P235 GH	Espesor: 12,9 mm
Longitud: 2.500 mm	Soldaduras:
Diámetro interior: 600 mm	

2.1.1.2. *Tubos de humos. Paso 1*

Material: P265 GH	Paso: 85 mm
Longitud: 2.300 mm	Soldadura:
Diámetro interior: 24 mm	Nº de tubos: 81
Espesor: 0,15 mm	



2.1.1.3. *Tubos de humos. Paso 2*

Material: P265 GH

Paso: 51 mm X 55 mm

Longitud: 2.675 mm

Soldadura: de penetración completa

Diámetro interior: 48 mm

Nº de tubos: 130

Espesor: 0,31 mm

2.1.1.4. *Tirantes*

Material: P265 GH

Paso máximo: 269 mm

Longitud: 100 mm

Soldadura: de penetración completa

Diámetro: 24 mm

Nº de tirantes: 31

2.1.2. **Productos planos**

2.1.2.1. *Carcasa cilíndrica exterior*

Material: P235 GH

Espesor: 10 mm

Longitud: 3.195 mm

Soldadura: de penetración completa

Diámetro interior: 1.800 mm

2.1.2.2. *Carcasa de fondo húmedo*

Material: P235 GH

Espesor: 6 mm

Longitud: 320 mm

Soldadura: de penetración completa

Diámetro interior: 1.200 mm

2.1.2.3. *Cabezal elipsoidal*

Material: P235 GH

Diámetro exterior: 1.820 mm

$h_c = 0,35 \text{ m}$

Espesor: 10,45 mm

$h_s = 0,03 \text{ m}$

Soldadura: de penetración completa



2.1.2.4. *Cabezal elipsoidal*

Material: P235 GH

Espesor: 22 mm

Diámetro exterior: 1.820 mm

Soldadura: de penetración completa

2.1.2.5. *Placa plana 1*

Material: P235 GH

Espesor: 10,87 mm

Diámetro: 1.800 mm

Soldadura: de penetración completa

2.1.2.6. *Placa plana 2*

Material: P235 GH

Soldadura: de penetración completa

Diámetro: 1.200 mm

Radio de embridado: 30 mm

Espesor: 3,2mm

Distancia 4: 13,56 mm

2.1.2.7. *Placa plana 3*

Material: P235 GH

Soldadura: de penetración completa

Diámetro: 1.200 mm

Radio de embridado: 30 mm

Espesor: 11,19 mm

Distancia 4: 13,56 mm

2.1.2.8. *Placa plana 4*

Material: P235 GH

Espesor: 11,65 mm

Diámetro: 1.800 mm

Soldadura: de penetración completa



2.1.3. Piezas forjadas

2.1.3.1. Cartelas

Material: P235 GH

$$l_m = 200 \text{ mm}$$

Espesor: 13,70

$$l_p = 150 \text{ mm}$$

Soldadura:

$$l_a = 400 \text{ mm}$$

2.1.4. Tubuladuras

El diámetro máximo que pueden tener las tubuladuras sin que sea necesario la utilización de chapas de refuerzos es de 117 mm.

Tubuladura 1: Válvula de purga.

$$d_{v1} = 35 \text{ mm}$$

Tubuladura 4: Válvula de seguridad

$$d_{v4} = 31,25 \text{ mm}$$

Tubuladura 2: Manómetro

$$d_{v2} = 20 \text{ mm}$$

Tubuladura 5: Entrada del agua

$$d_{agua} = 60 \text{ mm}$$

Tubuladura 3: Indicador de nivel agua

$$d_{v3} = 30 \text{ mm}$$

Tubuladura 6: Salida de vapor

$$d_{vapor} = 100 \text{ mm}$$

Tubuladura 7: Salida de gases

$$d_{gases} = 300 \text{ mm}$$

$$espesor \text{ refuerzo} = 4,9 \text{ mm}$$

2.1.5. Holguras en placa plana

$$c = 60,54 \text{ mm}$$

$$d = 54,63 \text{ mm}$$

$$a = 91,04 \text{ mm}$$

$$b = 54,63 \text{ mm}$$



2.2. RESULTADOS TÉRMICOS

La transferencia de calor para la cual se ha diseñado la caldera es de 2.000 kW, de este modo, a continuación se mostrará la transferencia de calor que se tiene en cada uno de los elementos de la caldera (Cámara de combustión, primer paso de tubos y segundo paso de tubos) considerando un rendimiento de combustión (η_c) de 0,9.

Transferencia de calor			
Cámara de combustión (kW)	Primer paso de tubos (kW)	Segundo paso de tubos (kW)	Transferencia Total sin pérdidas (kW)
259,15	1.347,60	284,98	1891,72
Pérdidas por inquemados (kW)	Pérdidas por purgas (kW)	Pérdidas por radiación (kW)	Perdidas Total (kW)
0	50,63	50	100,69
Transferencia Total de calor (kW)			1791,02

Tabla 2 Resultados térmicos- Resumen.

El quemador empleará Fuel Oil como combustible para la generación del calor, siendo la composición de este la siguiente:

$$c = 0.85 \text{ kg}_C/\text{kg}_{comb}$$

$$s = 0.01 \text{ kg}_S/\text{kg}_{comb}$$

$$o = 0 \text{ kg}_O/\text{kg}_{comb}$$

$$n = 0 \text{ kg}_N/\text{kg}_{comb}$$

$$h = 0.14 \text{ kg}_H/\text{kg}_{comb}$$

2.2.1. Variables derivadas de la combustión

Variables derivadas de la combustión		
Exceso de aire: $\lambda \left(\frac{\text{kg}_{aire}}{\text{kg}_{comb}} \right)$	Combustión completa, x	Calor específico, $c_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$
1,8	1	1,25
Poder calorífico inferior, $PCI \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	Rendimiento de combustión, η_c	Temperatura de los humos, $T_H(K)$
45.854,6	0,9	1.613
Densidad humos, $\rho_H \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$	Caudal de combustible, $\dot{m}_c \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	Caudal de humos, $\dot{m}_H \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$
0,33	0,044	1,38

Tabla 3. Resultados térmicos- Variables derivadas de la combustión



2.2.2. Transmisión de calor en la cámara de combustión

Cámara de combustión			
Ebullición Flujo externo con cambio de fase: Convección + Radiación			
$h_{conv,v1} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$h_{rad,v1} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$h_{total,v1} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Temperatura de superficie, $T_{w1}(K)$
153,49	43,16	186,97	700
Flujo interno: Convección			
$h_{conv,g1} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$h_{rad,g1} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$h_{total} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Temperatura de salida de los humos, $T_{f,g1}(K)$
22,15	54,54	69,76	1.462,77
Calor transferido			
$U_1 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$\Delta T \ln_1 (K)$	$q_1'' \left(\frac{kW}{m^2} \right)$	$Q_1 (kW)$
50,80	1.082,91	55,02	259,15

Tabla 4. Resultados térmicos-Transferencia de calor en cámara de combustión

2.2.3. Transmisión de calor en el primer paso de tubos

Primer paso de tubos			
Ebullición Flujo externo con cambio de fase: Convección + Radiación			
$h_{conv,v2} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Aplicando Palen, $h_{total,v2} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Temperatura de superficie, $T_{w2}(K)$	
985,58	1.728,37	472	
Flujo interno: Convección			
$h_{conv,g2} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Temperatura de salida de los humos, $T_{f,g2}(K)$		
22,15	681,01		
Calor transferido			
$U_2 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$\Delta T \ln_2 (K)$	$q_2'' \left(\frac{kW}{m^2} \right)$	$Q_2 (kW)$
182,98	524,60	95,98	1.347,60

Tabla 5. Resultados térmicos-Transferencia de calor en el primer paso de tubos



2.2.4. Transmisión de calor en el segundo paso de tubos

Segundo paso de tubos			
Ebullición Flujo externo con cambio de fase: Convección + Radiación			
$h_{conv,v3} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Aplicando Palen, $h_{total,v3} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Temperatura de superficie, $T_{w3} (K)$	
114,81	422,22	472	
Flujo interno: Convección			
$h_{conv,g3} \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	Temperatura de salida de los humos, $T_{f,g3} (K)$		
47,38	515,69		
Calor transferido			
$U_3 \left(\frac{W}{m^2 * K} \right)$	$\Delta T \ln_3 (K)$	$q_3'' \left(\frac{kW}{m^2} \right)$	$Q_3 (kW)$
42,60	127,61	5,43	284,98

Tabla 6. Resultados térmicos-Transferencia de calor en el segundo paso de tubos



3. PRESUPUESTO. RESUMEN

RESUMEN DE PRESUPUESTO

CAPITULO	RESUMEN	EUROS	%
01	TUBOS	7.338,52	85,08
02	ELEMENTOS PLANOS	5.678,33	65,84
03	VÁLVULAS/PRODUCTOS FORJADOS/FUNDICIONES	10.136,00	117,52
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL		23.152,85	
	13,00 % Gastos generales.....	3.009,87	
	6,00 % Beneficio industrial	1.389,17	
	SUMA DE G.G. y B.I.	4.399,04	
	21,00 % I.V.A.	5.785,90	
TOTAL PRESUPUESTO CONTRATA		33.337,79	
TOTAL PRESUPUESTO GENERAL		33.337,79	

Asciende el presupuesto general a la expresada cantidad de TREINTA Y TRES MIL TRESCIENTOS TREINTA Y SIETE EUROS con SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS

, a 7 de agosto de 2018.

El promotor

La dirección facultativa



4. BIBLIOGRAFÍA

- Adrián Bejan, Allan. D. Kraus. *Heat Transfer Handbook, Volumen 1*. New Jersey 2003.
- Greg. F. Naterer. *Advanced Heat Transfer*. 2018.
- Kurt Rolle. *Heat and Mass Transfer*. 2016.
- Oleg G. Martynenko, Pavel P. Khramtsov. *Free-Convective Heat Transfer: With Many Photographs of Flows and Heat Exchange*. 2005.
- S. Mostafa Ghiaasiaan. *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation: In Convective and Miniature Systems*. 2007.
- Muñoz Domínguez, Marta y Rovira de Antonio, Antonio José. *Máquinas térmicas*. 2010.
- Sanz del Amo, Manuel y Patiño Molina, María del Rocío. *Manual práctico del operador de calderas industriales*. 2014.
- Cornwell, Keith. *Tubes and tube Banks, boiling heat transfer on*. Thermopedia. 2011.
- W. H. Severns. *La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases*. 2007.
- José Manuel Palomar Carnicero, Fernando Cruz Peragón, Vicente Montoro Montoro. *Apuntes Ingeniería térmica*. 2011.
- José Manuel Palomar Carnicero, Fernando Cruz Peragón. *Ingeniería Térmica II*. 2012.
- AENOR. *Calderas pirotubulares. Parte 3: Diseño y cálculos de las partes a presión*. UNE-EN 12953-3:2017.
- AENOR. *Parte 2: Materiales para las partes a presión de las calderas y accesorios*. UNE-EN 12953-2:2013.
- AENOR. *Calderas pirotubulares. Parte 1: Generalidades*. UNE-EN 12953-1:2013.
- AENOR. *Productos planos de acero para aplicaciones a presión. Parte 2: Aceros no aleados y aleados con propiedades especificadas a altas temperaturas*. UNE-EN 10028-2:2017.
- AENOR. *Tubos de acero soldados para usos a presión. Condiciones técnicas de suministro. Parte 2: Tubos de acero no aleado y aleado con características especificadas a temperatura elevada*. UNE-EN 10217-1:2014.



- AENOR. *Piezas de acero forjadas para aparatos a presión. Parte 2: Aceros ferríticos y martensíticos con características especificadas a temperatura elevada.* UNE-EN 10222-2
- AENOR. *Recipientes a presión no sometidos a llama. Parte 3: Diseño.* UNE-EN 13445



5. ANEXOS

5.1. NORMA UNE 1295-2: DISEÑO Y CÁLCULO DE LAS PARTES A PRESIÓN DE UNA CALDERA PIROTUBULAR

5.1.1. Diseño de los tubos de combustión

Diámetro interior

Si el quemador de la caldera aporta un calor superior a 2 MW, el diámetro del tubo de combustión d_i deberá de ser mayor a lo establecido a continuación:

- a) Si el combustible empleado es de calidad nº 1 (P265GH/P295GH) y de estado sólido:

$$d_i = 400 + 175 * H \quad (8)$$

- b) Si el combustible empleado es de calidad nº 2 (P265GH)

Para combustibles líquidos: $d_i = 365 + 117 * H \quad (9)$

Para combustibles gaseosos: $d_i = 365 + 90,4 * H \quad (10)$

- c) Si el combustible empleado es de calidad nº 3 (P295GH/P355GH)

Para combustibles líquidos: $d_i = 450 + 75 * H \quad (11)$

Para combustibles gaseosos: $d_i = 450 + 57,7 * H \quad (12)$

Donde:

$d_i(\text{mm})$ = Es el diámetro interior de los tubos de combustión lisos o el diámetro medio en el caso de tubos corrugados.

$H(\text{MW})$ = Es el calor aportado como consecuencia de la combustión del combustible. Es el producto del caudal de combustible por su poder calorífico inferior.

5.1.2. Longitud del conducto

La longitud mínima en mm necesaria para dimensionar el tubo de combustión de una caldera pirotubular puede determinarse empleando el gráfico 2 o mediante la fórmula:

$$L [mm] = 150.000 * (H/10.100)^{0.5} \quad (13)$$

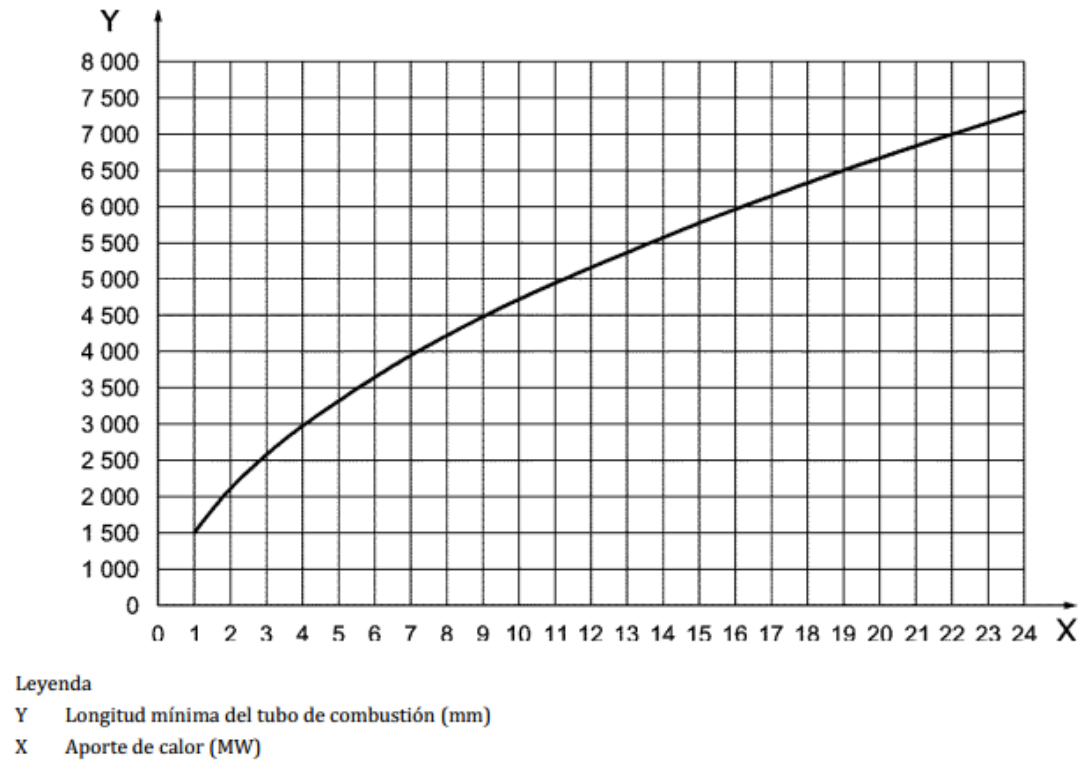


Ilustración 2. Longitud del tubo de combustión en función de la potencia de la caldera.

5.1.3. Sobreespesores

Para compensar aquellos valores negativos que puedan presentar las tolerancias de los materiales suministrados, se emplea un sobreespesor c_1 .

Por otra parte, con el fin de evitar fallos a causa de la pérdida de metal por corrosión, abrasión o erosión, se emplea un sobreespesor c_2 para compensar estos efectos:

Para elementos que trabajan en condiciones normales:

- Si el espesor de la pared es inferior a 30 mm, se tomará un sobreespesor mínimo de 0,75 mm.
- Si el espesor de la pared es mayor a 30 mm o es un componente plano, no se requiere de sobreespesor.



5.1.4. Temperatura de cálculo

La temperatura de cálculo (t_c) para los distintos componentes que constituye nuestra caldera será la temperatura media del mismo, debiéndose de determinar de acuerdo a los siguientes puntos:

- a) La temperatura de cálculo t_c de elementos no sujetos a transferencia de calor (como es el caso de la carcasa exterior) no debe de ser menor que la temperatura de saturación t_s

- b) En el caso de tubos de humos, la temperatura de cálculo se determina en función del mayor de los resultados de las siguientes fórmulas:

$$t_c = t_s + 2 * e_t \quad (14)$$

$$t_c = t_s + 25 \quad (15)$$

- c) En el caso de elementos con transferencia de calor, sin contacto de llama y con temperaturas de gases inferiores a 800 °C, la temperatura de cálculo se determina en función del menor de los resultados de las siguientes fórmulas:

$$t_c = t_s + 2 * e + 15 \quad (16)$$

$$t_c = t_s + 50 \quad (17)$$

- d) Para componentes en contacto con el gas a una temperatura inferior 400 °C, se determina mediante:

$$t_c = t_s + 20 \quad (18)$$

- e) En los elementos con transferencia de calor y cuya temperatura de gases sea mayor a 800 °C, la temperatura de cálculo se determina como:

$$t_c = t_s + 3 * e + 30 \quad (19)$$

- f) La temperatura de cálculo en la cámara de combustión se determina mediante la siguiente fórmula, siendo la temperatura de cálculo máxima admisible de 420 °C:

$$t_c = t_s + 3,5 * e + 35 \quad (20)$$

5.1.5. Tensión nominal de diseño

A menos que se especifique lo contrario, la tensión nominal de diseño f debe ser el menor de los dos valores obtenidos tras la utilización de la siguiente fórmula:

$$f = \min\{R_{p0,2} t_c / 1,5 ; R_m / 2,4\} \quad (21)$$



La tensión nominal de diseño será aquella que se empleará con el fin de mantener las tensiones reales máximas dentro de los límites de resistencia en función del tipo de carga a considerar.

5.1.6. Carcasas cilíndricas

5.1.6.1. Espesor de la carcasa

Para determinar el espesor de la carcasa (e_{rs}) deberemos de hacerlo sin considerar los sobreespesor, por lo que será:

$$e_{rs} = e_s - c_1 - c_2 \quad (22)$$

Este espesor como mínimo deberá de ser:

- De 6 mm para carcasas cilíndricas cuyo diámetro exterior sea mayor a 1.000 mm. En caso de diámetros exteriores inferior a dicho valor, se requerirá de un espesor mínimo de 4 mm.
- El resultado obtenido de la ecuación 23 para el cálculo de una carcasa cilíndrica sometido a presión interna. En el caso de que conociéramos d_{is} , el espesor requerido sin sobreespesores para una carcasa cilíndrica se determinará del siguiente modo:

$$e_{rs} = p_c * d_{is} / (2 * f_s - p_c) * v \quad (23)$$

En el caso de que conociéramos d_{os} , el espesor se determinará del siguiente modo:

$$e_{rs} = p_c * d_{os} / ((2 * f_s - p_c) * v + 2 * p_c) \quad (24)$$

De esta manera, el espesor final e_{sa} de nuestra carcasa exterior será:

$$e_s = e_{rs} + c_1 + c_2 \quad (25)$$

Para los posteriores cálculos deberemos de tener en consideración que todas las dimensiones no incluyen los sobreespesores c_1 y c_2 de la carcasa.

5.1.6.2. Refuerzo en las aberturas de la carcasa

Para la utilización de refuerzos en aberturas para carcasas deberemos de realizarlo de acuerdo a los siguientes puntos:

-El refuerzo debe de mantenerse hasta la longitud l_{rs} , siendo esta la longitud efectiva alrededor de la tubuladura que se ve afectada por las presiones en la misma.



-La unión entre la carcasa y la tubuladura debe de llevarse a cabo mediante soldadura realizada con penetración total. Si no fuese posible su utilización, no se consideraría la tubuladura para el cálculo de los correspondientes refuerzos.

Debe de existir una relación de espesores tal que para las paredes e_{rb}/e_{rs} no debe de ser superior a 2 para diámetros de tubuladura (d_{ib}) menores a 50 mm o mayores en caso de que la relación de diámetros d_{ib}/d_{is} sea menor o igual a 0,2. En el caso de aberturas de acceso o de inspección, no debemos de tener en cuentas estas condiciones.

-El incremento de espesor como consecuencia del refuerzo en aberturas no debe realizarse en el interior de la caldera.

-Debe de existir un contacto estrecho entre el refuerzo y la carcasa, disponiendo a su vez de agujeros para la ventilación con el fin de evitar la acumulación de gases.

-Para el caso en el que la tensión de diseño de los materiales de la carcasa y de la tubuladura junto al refuerzo sean diferentes, se hará uso de la menor de ellas para los cálculos pertinentes.

Cálculo de longitudes efectivas l_{rs}

La longitud efectiva es aquel espesor de la carcasa cilíndrica de la caldera que se ve afectado por la discontinuidad provocada en la chapa como consecuencia de la presencia de la tubuladura, siendo necesario por lo tanto reforzar dichas áreas con el fin de evitar el colapso de la instalación.

$$l_{rs} = \min[\sqrt{(d_{is} + e_{rs}) * e_{rs}}; l_{s1}] \quad (26)$$

5.1.7. Cabezales Abombados sometidos a presión interna y sin tirantes

Si consideramos e_{cs} como el espesor del cabezal sin tener cuenta los sobreespesores, este se obtendrá como:

$$e_{cs} = p_c * d_o * C / (2 * f) \quad (27)$$

Por otra parte, este espesor debe de ser mayor que el obtenido de la siguiente ecuación:

$$e_{cs} = p_c * r_{is} / (2 * f - 0,5 * p_c) \quad (28)$$

De esta manera, el espesor final será:

(29)



$$e_s = e_{cs} + c_1 + c_2$$

La obtención del coeficiente de forma C del cabezal se realiza a través de la figura 3 en función de sus dimensiones en función de su diseño. Por otra parte, es necesario que cumpla las siguientes condiciones límites:

a) Cabezales hemisféricos

$$0,005 d_o \leq e_{cs} \leq 0,16 d_o \quad (30)$$

b) Cabezales elipsoidales

$$0,005 d_o \leq e_{cs} \leq 0,08 d_o \quad \text{y} \quad h_c \geq 0,18 d_o \quad (31)$$

c) Cabezales toroidales

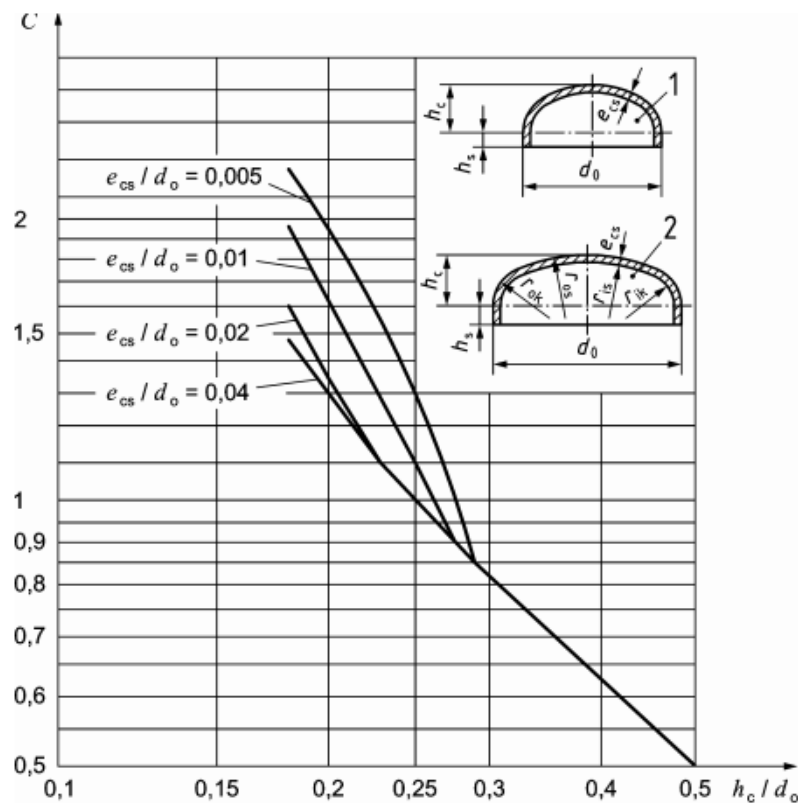
$$0,005 d_o \leq e_{cs} \leq 0,08 d_o / r_{ik} \geq 0,1 d_o / r_{ik} \geq 2 e_{cs} / r_{is} \geq d_o / h_c \geq 0,18 d_o \quad (32)$$

ò

$$0,01 d_o \leq e_{cs} \leq 0,03 d_o / r_{ik} \geq 0,1 d_o / h_c \geq 0,18 d_o \quad (33)$$

ò

$$0,02 d_o \leq e_{cs} \leq 0,03 d_o / r_{ik} \geq 0,1 d_o / 0,18 d_o \leq h_c \leq 0,22 d_o \quad (34)$$



Leyenda

- C Coeficiente de forma para cabezales abombados sin tirantes y sin aberturas
- d_o Diámetro exterior nominal
- e_{cs} Espesor de pared del cuerpo principal calculado sin sobreespesores (carcasas cilíndricas o esféricas o fondos abombados)
- h_c Profundidad de la curvatura del cabezal abombado (con reborde, sin considerar el faldón cilíndrico)
- h_s Altura del faldón cilíndrico del fondo abombado
- r_{ik} Radio interior del abombamiento del fondo abombado o de la ranura en relieve de los fondos planos
- r_{is} Radio interior de los fondos abombados o carcasas esféricas
- r_{ok} Radio exterior del reborde de fondos abombados
- r_{os} Radio exterior de abombamiento de fondos abombados o carcasas esféricas
- 1 Cabezal elipsoidal
- 2 Cabezal toroidal

Ilustración 3. Obtención del coeficiente de forma para cabezales abombados sin tirantes y sin abertura.

5.1.8. Cierres planos sin tirantes y extraíbles

Para el cálculo del espesor en cierres planos se realiza a partir de la ecuación 35, obteniéndose d_i de la figura 4 en función del tipo de cierre:

$$e_{ch} = C_1 * y * d_i * \sqrt{p_c / f} \quad (35)$$

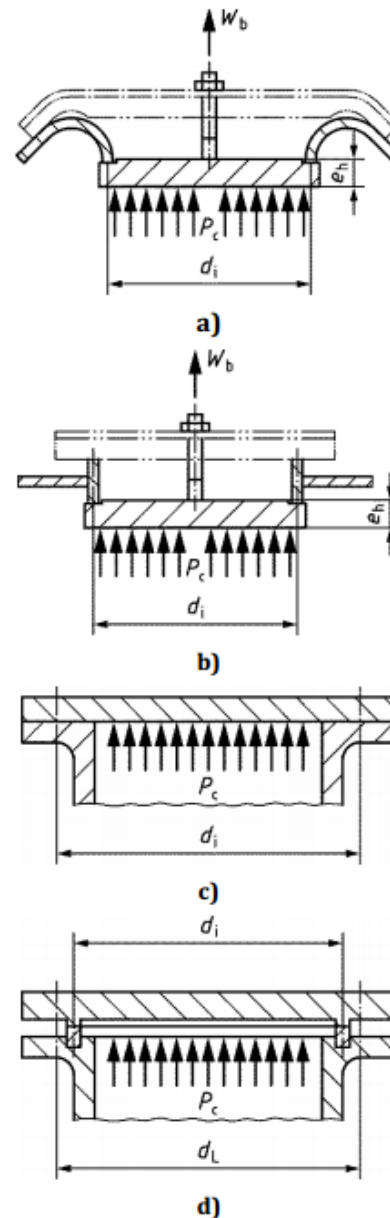


Cuando el cierre sea del tipo exterior, C_1 valdrá 0,41 excepto cuando se utilicen cierres del mismo tipo que los mostrados en la tabla 7 donde el momento que sufren los pernos se deben de sumar al momento flector aplicado sobre la placa. De esta manera, en estos casos deberemos de aplicar los siguientes valores de C_1 en base a la siguiente tabla:

d_L/d_i	C_1
1,0	0,45
1,1	0,50
1,2	0,55
1,3	0,60

Tabla 7. Coeficiente C_1

Para puertas interiores como la a) y el b) mostradas en la figura 4, se utilizará un valor del coeficiente C_1 de 0,45, además, en estos casos deberemos de tener en cuenta aquel momento flector W_b provocado en la chapa como consecuencia de los pernos. Este momento flector puede calcularse para conocerlo de manera exacta o bien podemos multiplicar p_c por 1,5 con el fin de obtener una aproximación de sus efectos.



Leyenda

- d_i Diámetro de cálculo de la zona sometida a presión
- p_c Presión de cálculo
- e_n Espesor de pared de la chapa (aplicable solamente a las figuras a) y b))
- d_L Diámetro de la circunferencia de pernos
- W_b Cargas debidas a los momentos de los pernos.

Ilustración 4. Disposición de cierres planos

El coeficiente y toma el valor 1 para placas circulares mientras que para cabezales con forma ovalada, el coeficiente se obtiene de la figura 3. Por otra parte, d_i toma el valor de aquel eje de menor longitud.

Obtenido este espesor de la placa tubular, debe de cumplir adicionalmente con una condición más, no debiendo de ser inferior a:



- a) $e_h \geq 12 \text{ mm}$ siempre y cuando todos los tubos dentro de la placa tubular sean mandrinados y sus diámetros de agujero no superen los 50 mm. En caso de superar dicho diámetro, deberá cumplir con $e_h \geq 14 \text{ mm}$.
- b) $e_h \geq 6 \text{ mm}$ si los tubos unidos a ella se encuentran soldados.

5.1.9. Placas planas con tirantes, soportes y rigidizadores

5.1.9.1. *Holgura necesaria en placas planas*

Puesto que los distintos elementos que componen la caldera trabajan a diferentes temperaturas unas respecto a las otras, se producirá distintas dilataciones que afectar de manera significativa al estado estructural de los mismos.

Normalmente, este tipo de dilatación es transferida a las placas de fondo y a las placas tubulares de la caldera, ocasionando desplazamientos en las paredes de la caldera. Este efecto se suele describir como que la caldera “respira” y debe evitarse en la medida de lo posible mediante la aplicación de holguras.

De esta manera, la colocación de tirantes debe de realizarse dejando una holgura alrededor tanto del plato trasero de la cámara de combustión como en las distintas uniones de los tubos, dividiendo en partes iguales todas aquellas zonas donde no hay tirantes.

Los requisitos que deben cumplir las holguras son las siguientes:

-La holgura entre las distintas uniones de los tubos de gases y el de combustión (distancia “c” de la figura 5) debe de ser de 50 mm como mínimo o el 5% del diámetro que presenta la carcasa exterior, escogiendo el valor más alto de los dos sin llegar a superar los 100 mm.

Esta distancia puede disminuirse en 15 mm en aquel caso en el que de emplear tubo corrugado estándar de 50 mm de profundidad de corrugado y en 25 en el caso de que sea de 50 mm de profundidad.

-La holgura entre la carcasa y el tubo de combustión (distancia “a” de la figura 5) debe de cumplir con lo establecido en la tabla 7 y 8, sin ser inferior a 50 mm o a 75 mm en el caso de tener resaltes.



Premodelado de caldera de vapor

Diseño	Longitud entre chapas de fondo de la caldera L_b m	Holgura		
		Porcentaje nominal del diámetro exterior %	Máxima mm	Mínima mm
Placas de penetración de fondo plano	$L_b \leq 5,5$ o la excepción según la nota al pie de la tabla ^a	5	100	50
	$5,5 \leq L_b \leq 6$	5,5	110	55
	$6 \leq L_b \leq 6,5$	6	120	60
	$6,5 \leq L_b \leq 7$	6,5	130	65
Fondos embridados	Cualquier longitud	5	100	50
^a Excepción: Si el diseño está de acuerdo con el apartado 3.7 de la Norma EN 12953-1:2012 figura 2 (construcción con cámara de inversión interna), no se debe aplicar la limitación de longitud entre las chapas de fondo de la caldera.				

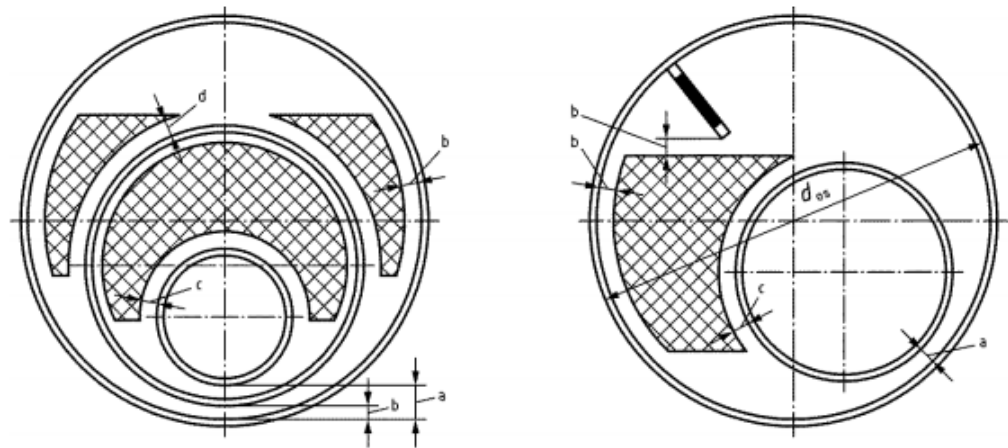
Tabla 7. Holgura entre tubo de combustión y carcasa cuando $eh > 25 \text{ mm}$

Diseño	Longitud entre chapas de fondo de la caldera L_b m	Holgura		
		Porcentaje nominal del diámetro exterior %	Máxima mm	Mínima mm
Placas de penetración de fondo plano	$L_b \leq 5,5$	6,5	130	65
	$5,5 \leq L_b \leq 6$	7	140	70
	$6 \leq L_b \leq 6,5$	8	150	75
	$6,5 \leq L_b \leq 7$	10	160	80
Cabezales embridados	Cualquier longitud	5	100	50

Tabla 8. Holgura entre tubo de combustión y carcasa cuando el espesor de la placa de fondo es mayor de 25 mm

-La holgura entre las chapas envolventes y los tubos de humos (distancia “d” de la figura 5) ha de ser de 50 mm como mínimo o de un 3% del diámetro exterior de la carcasa, escogiendo el valor más alto de los dos sin llegar a superar los 100 mm.

-La holgura entre la carcasa y los tubos de humos (distancia “b” de la figura 5) ha de ser de 50 mm como mínimo o de un 3% del diámetro exterior de la carcasa, escogiendo el valor más alto de los dos sin llegar a superar los 100 mm.



Leyenda

d_{os} Diámetro nominal exterior del cuerpo principal

a, b, c, d Holguras (véase 10.1).

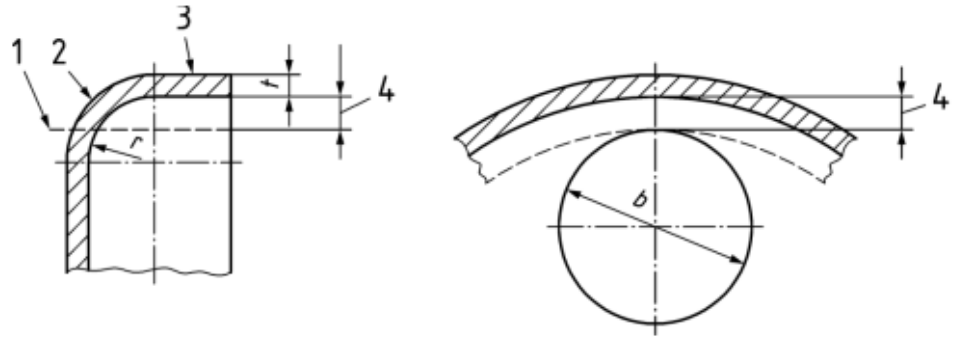
Ilustración 5. Holgura placa plana

5.1.9.2. Radio de embridado

Con el fin de sujetar de manera adecuada las placas planas de la caldera (placas tubulares traseras/delanteras y placas tubulares de la cámara de inversión) deberá de emplearse tubos de soporte, barras tirantes, cartelas o una combinación de dichos elementos.

Siempre que los fondos planos se encuentren embriados, su radio interior de embridado tendrá que ser de 1,3 veces el espesor de dicha placa como mínimo, aunque no debe de ser menor de 30 mm.

Cuando una placa plana que se encuentre soldada a la placa envolvente o a la carcasa, su punto de anclaje se tomará en el interior de la placa envolvente o de la carcasa (ver figura 6). En el caso de fondos abombados en el que la curvatura de la brida puede ser un punto de anclaje, tomaremos como punto la distancia media entre el inicio de la curvatura y el interior de la carcasa o 2,5 veces el espesor que presente la placa medida a partir de su zona interior, escogiendo aquella que sea menor (ver figura 6).



Leyenda

- b*** Diámetro del área de cálculo
- t*** Espesor de la placa
- r*** Radio de la concavidad
- 1** Punto de anclaje
- 2** Fondo embriado
- 3** Carcasa o placa envolvente
- 4** $2,5 \times t$ o $0,5 \times r$, lo que sea más pequeño.

Ilustración 6. Punto de anclaje de fondo embriado

5.1.9.3. Espesor placas planas

El espesor de las distintas partes con que cuentan las placas planas sujetas a través tirantes, se determinan a través de la siguiente fórmula:

$$e_{ch} = C_4 * b * y * \sqrt{p_c/f} \quad (36)$$

Siendo e_{ch} el espesor de la placa sin considerar sobreespesores, b el diámetro del área de cálculo, C_4 es una constante que depende de la forma de soporte, e y toma distintos valores en función de los puntos de anclaje adyacentes.

$$e_h = e_{ch} + c_1 + c_2 \quad (37)$$

De esta manera, y toma el valor 1 para aquellas superficies que se encuentren contenidas dentro de círculos y que pase por cuatro puntos de anclaje o más distribuidos de manera uniforme.

-Si pasa por el centro de un círculo secundario y que pase por dos puntos de anclaje o más como se muestra en la figura 7 u 8 y con un diámetro 0,75 veces el del círculo principal. En este caso y se determina a partir de las dimensiones a y b representadas en la figura 9.

- Si pasa por tres puntos de anclaje y dos de ellos se sitúan en un mismo lado de un diámetro cualesquiera. En este caso y vale 1,1

- Si la superficie es anular, como es el caso de aquellas superficies soportadas únicamente por la cámara de combustión o la carcasa. En este caso y vale 1,56

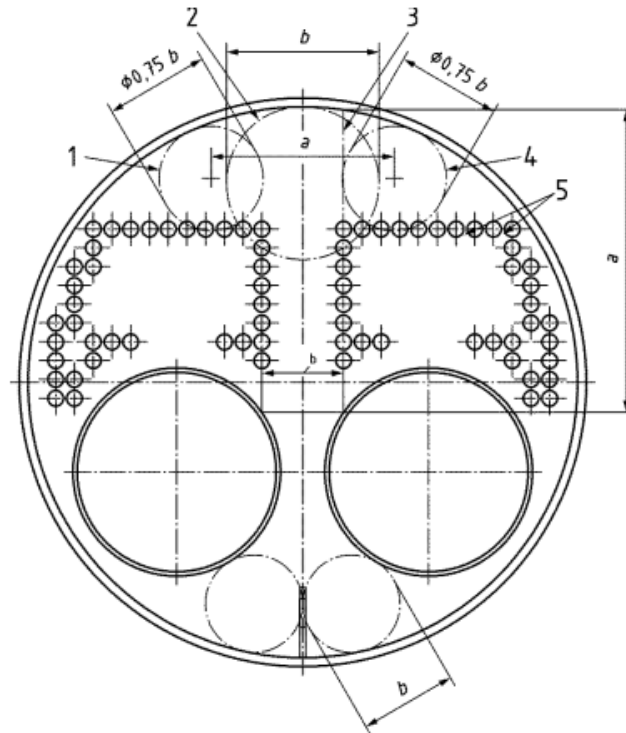


Ilustración 7. Ejemplo de uso de círculos secundarios (caldera con cámara de combustión doble)

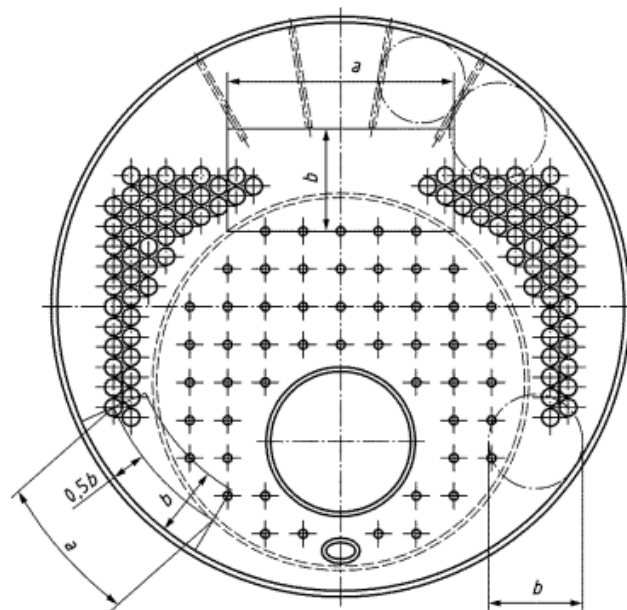
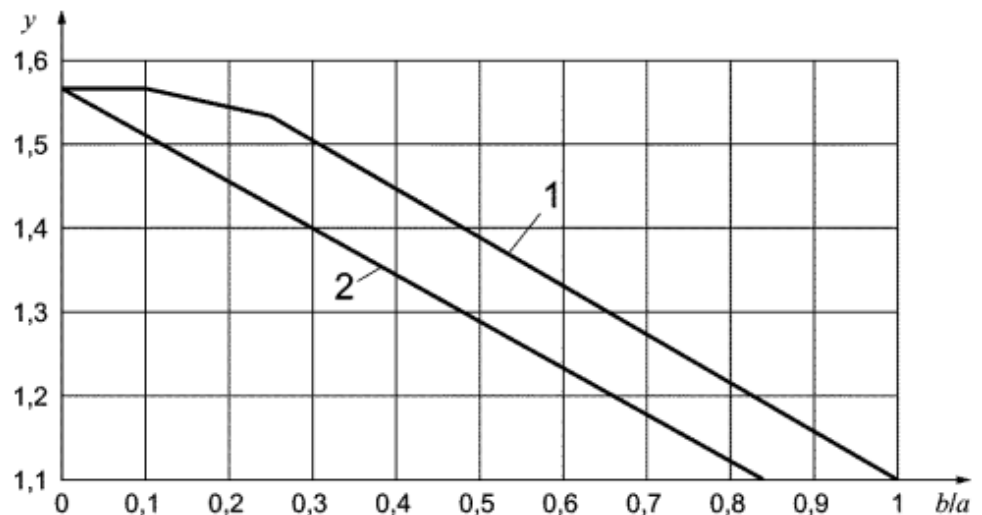


Ilustración 8. Ejemplo de uso de círculos secundarios/áreas rectangulares (Caldera con una única cámara de combustión)



Leyenda

y Coeficiente a determinar usando la relación b/a

a Dimensión del área de cálculo

b Dimensión del área de cálculo

1 Área rectangular

2 Áreas elípticas

NOTA Véase el apartado 10.2.4.

Áreas rectangulares

$$0,00 \leq b/a \leq 0,10 \quad y = 1,56$$

$$0,10 \leq b/a \leq 0,25 \quad y = 1,56 - 0,04 * (b/a - 0,10) / 0,15$$

$$0,25 \leq b/a \leq 1,00 \quad y = 1,52 - 0,42 * (b/a - 0,25) / 0,75$$

Áreas elípticas

$$0,00 \leq b/a \leq 0,83 \quad y = 1,56 - 0,46 * b/a / 0,83$$

$$0,83 \leq b/a \leq 1,00 \quad y = 1,1$$

Ilustración 9. Determinación del coeficiente y

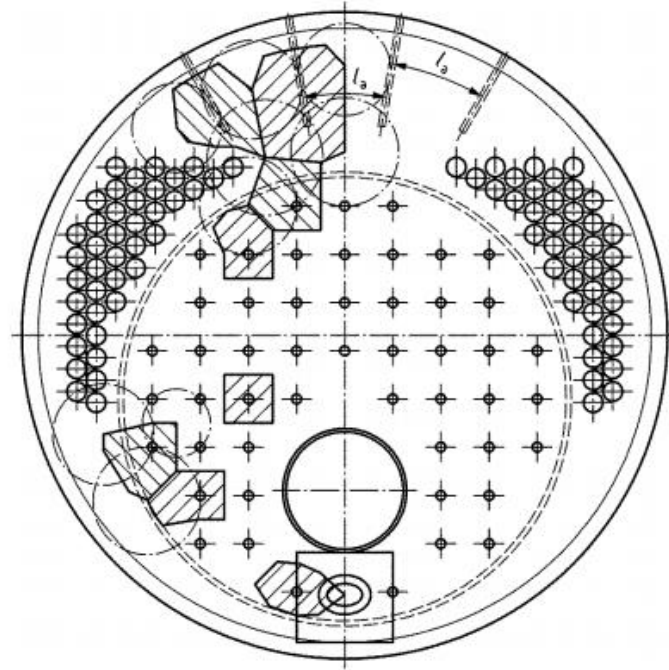
Un conjunto de tres o más tubos adyacentes se consideran como un único punto de anclaje, debiendo de pasar el círculo por el centro de 2 conductos de humos y tocar a un tercero.

El valor que toma la constante C_4 varía en función de las distintas formas de soporte que disponga la placa plana a considerar, siendo la media de todos los métodos adoptados.



Componente	Valor de C_4
Placas en apoyo libre con dispositivos de bloqueo, por ejemplo, tapas de agujeros de inspección	0,45
Placas de fondo plano embutidas, soldadas con penetración completa desde un lado	0,45
Placas atornilladas a lo largo de su circunferencia:	
cuando la relación $D_L/D_b = 1$	0,45
cuando la relación $D_L/D_b = 1,3$	0,6
Cuando la relación D_L/D_b está entre 1 y 1,3, los valores de la constante deben determinarse por interpolación lineal.	
Placa de fondo embrizada	0,32
Cartelas	0,3
Conjunto de tubos sin refuerzos con tubos planos soldados en ambos extremos. El área bajo carga debe como mínimo atravesar el centro de 2 tubos de humos y entrar en contacto con un tercero	0,3
Tubos de combustión lisos de menos de 6 m de longitud	0,3
Tubos de combustión lisos de 6 m a 8 m de longitud	0,32
Tubos de combustión corrugados con profundidad de corrugado ≤ 50 mm	0,32
Tubos de combustión corrugados con profundidad de corrugado > 50 mm	
de longitud ≤ 6 m	0,35
de longitud > 6 m	0,37
Tubos de combustión con resaltes	0,35
Barra atirantadora plana aislada o tubo atirantador aislado	0,45
Barra atirantadora plana no aislada o tubo atirantador no aislado	0,39
Las barras y tubos atirantadores se consideran aislados si la distancia entre los centros de los tirantes es mayor que 200 mm	
Barra atirantadora con arandela tipo 1	0,35
Barra atirantadora con arandela tipo 2	0,33
Barras y tubos atirantadores en cámaras de inversión (véase figura 29)	0,39
Aberturas de acceso a cámaras de inversión soldadas por los dos lados (véase figura 28)	0,3
Aberturas de acceso a cámaras de inversión (donde no es posible realizar soldadura de refuerzo) (ver figura 28)	0,45
Chapas de penetración de fondo soldadas a la carcasa por ambos lados con relaciones entre el espesor de la chapa de fondo y espesor de la carcasa e_h/e_s :	
$\leq 1,4$	0,33
$> 1,4 \leq 1,6$	0,36
$> 1,6 \leq 1,8$	0,39
$> 1,8 \leq 2,0$	0,42
Superficie plana de cámara de inversión reforzada con rigidizadores soldados con soldadura continua en la parte superior o rigidizadores de descarga con vías de agua [véanse figuras 29 a) a 29 e)] y con una altura del rigidizador entre seis y ocho veces su espesor.	0,4
Zona de la placa de fondo sin calentar conteniendo un agujero de inspección con anillo de refuerzo (ver figura 34) cuando la distancia desde el borde del anillo del agujero de inspección a los bordes del tubo de combustión, tubos de humos o carcasa no es superior a cuatro veces el espesor de la chapa de fondo (véase la figura 30).	0,27
Si la distancia desde el borde del agujero de inspección a los bordes del tubo de combustión, tubos de humos o carcasa supera el valor de cuatro veces el espesor de la chapa de fondo, se ignora el agujero de inspección y la constante C_4 debe determinarse a partir de la media de los valores para los métodos de fijación dados en esta tabla.	

Tabla 8. Valores de la constante C_4



Legenda

l_a Distancia entre ejes de los tirantes

NOTA Véase apartado 10.2.9.

Ilustración 10. Ejemplo de áreas de presión de carga

5.1.9.4. Tirantes en la cámara de inversión

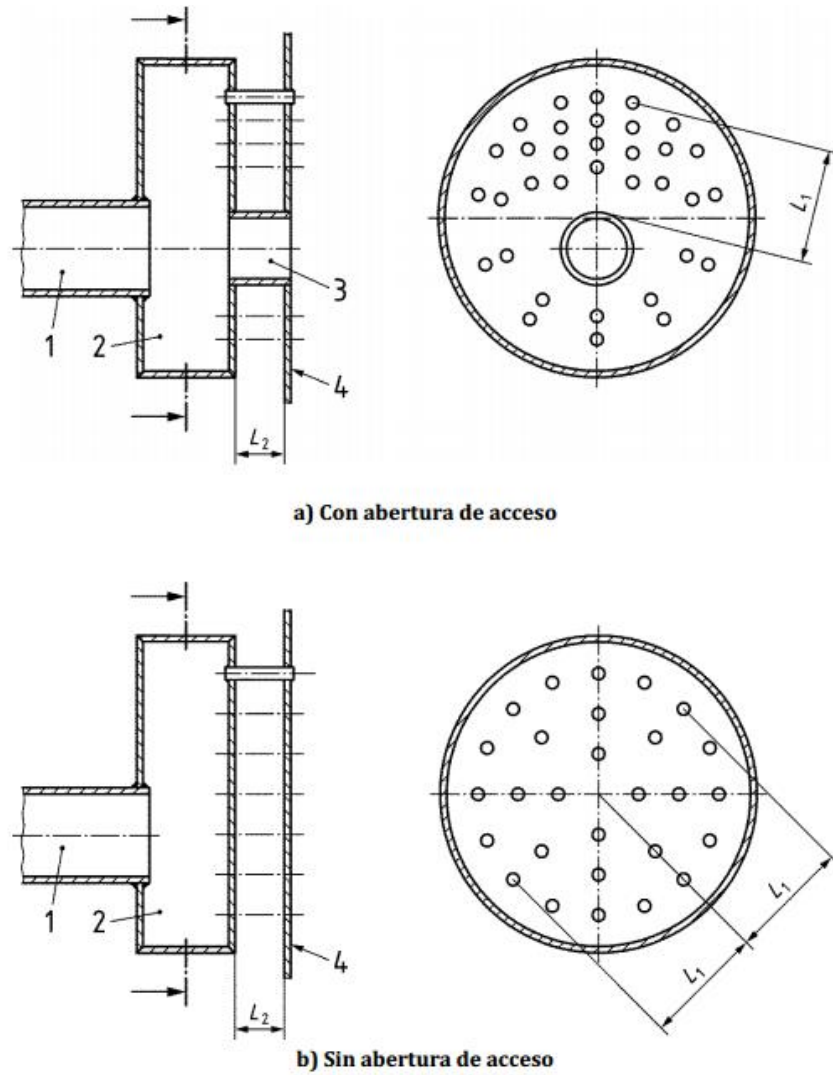
Los tirantes empleados en la cámara de inversión deben de cumplir con la siguiente ecuación:

$$d_s * L_1 / L_2^2 \leq 2 \quad (38)$$

d_s = Diámetro del tirante en mm.

L_1 = Menor distancia en mm desde la abertura de acceso hasta el tirante más alejado a dicha abertura. En el caso de no disponer de abertura de acceso, se tomará la mitad de la longitud máxima entre los ejes de tirantes.

L_2 = Distancia en mm entre la placa de fondo posterior de la caldera y la placa trasera de la cámara.



Leyenda

- L_1 Distancia más corta desde el borde de la abertura de acceso al eje del tirante más lejano de la abertura de acceso (en mm) o, donde no exista abertura de acceso, la mitad de la distancia máxima entre ejes de tirantes.
- L_2 Es la distancia entre la placa trasera de la cámara y la placa de fondo trasera de la caldera.
- 1 Tubo de combustión
- 2 Cámara de inversión
- 3 Abertura de acceso
- 4 Placa de fondo

Ilustración 11. Colocación de los tirantes en las placas de fondo de la cámara de inversión

5.1.10. Tubos y barras atirantadoras

La tensión máxima admisible que debe soportar el tirante en su sección transversal en condiciones de trabajo, ya sean macizos o no, no ha de ser superior que la tensión admisible del material del tirante, calculándose esta como:

$$f = R_{p0,2tc}/2$$

(38)

Donde $R_{p0,2tc}$ es el valor mínimo entre la placa de conexión y el tirante.



El diámetro de un tirante no debe de ser menor a 25 mm, excepto los de la cámara de inversión de fondo húmedo que pueden ser de 20 mm como mínimo.

5.1.10.1. Cargas en tubos y barras atirantadoras

Los elementos atirantadores deben estar diseñado para soportar la carga correspondiente a la presión de trabajo en la zona afectada. Dicha área se calcula del siguiente modo:

- a) Si el tubo atirantador se encuentra rodeado de un conjunto de tubos, el área que soportará será el producto del paso horizontal y vertical de los tubos, restando a continuación el área correspondiente al agujero del tubo.
- b) Si el tubo se atirantador o una barra atirantadora se encuentra en el límite interior, el área a soportar será aquella superficie hasta la mitad de la línea que lo une con el punto de anclaje adyacente, restando el área correspondiente al agujero del tubo.
- c) Si la barra atirantadora se encuentra aislada de tubos atirantadores dentro de un conjunto de tubos, el área a soportar se extenderá hacia el límite tangencial del conjunto de tubos.

Cartelas

Las cartelas son empleadas como soporte en fondos planos con el objetivo de repartir la carga para reducir en la medida de los posible, la deformación local de la carcasa. De esta manera, la superficie libre superior de las placas planas (donde se localiza el vapor de la caldera) deberá de estar soportada por dos cartelas como mínimo.

Cada una de las cartelas debe diseñarse con el fin de soportar la presión correspondiente a su área de efecto. La superficie a soportar se obtendrá considerando el conjunto del área total y dividiéndola por límites entre las distintas cartelas y los puntos de anclaje cercanos (carcasa, tubo de combustión o líneas límite correspondientes a un conjunto de tubos).

Los límites deben de ser equidistantes entre los diferentes puntos de anclaje cercanos a la superficie considerada.

5.1.11. Cálculo de cartelas

Para la obtención de la sección mínima transversal de una cartela se realiza mediante la siguiente fórmula:

$$e_g * h = f_G * W / f * \text{sen}V$$

Donde:

$$0,5 * \text{espesor de la carcasa} \leq e_g \leq 1,5 * \text{espesor de la carcasa}$$

$$e_g \geq 0,5 * \text{espesor de la placa de fondo}$$

Siendo V el ángulo de las cartelas y debe de diseñarse para que no sea inferior a 60°

Los valores que puede tomar f_G son:

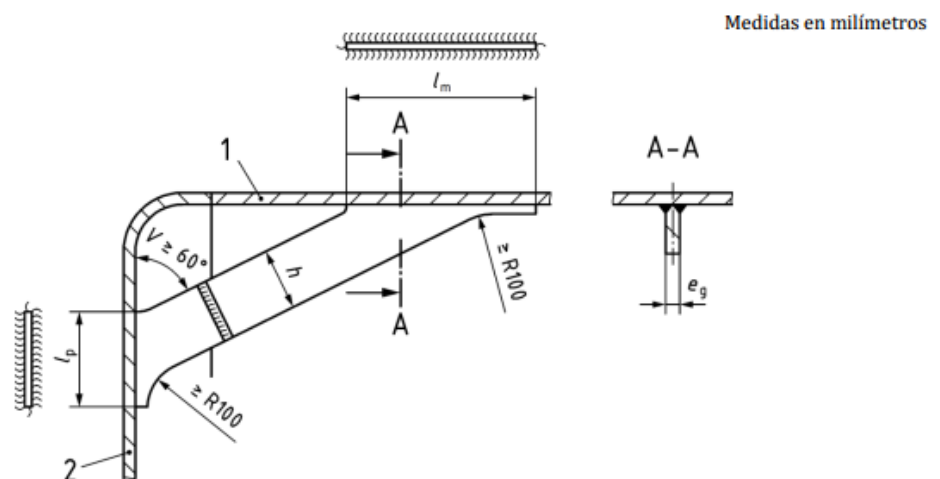
- 1,0 para tubo de combustión liso.
- 1,0 para tubo de combustión corrugado situado alejado de las cartelas como en el caso de un conjunto de tubos.
- 1,2 para tubo de combustión corrugado situado cerca de la cartela.

Se ha de tener en cuenta que el espesor mínimo de la cartela no debe de ser mayor que el espesor de la carcasa.

Las longitudes l_m y l_p deben cumplir con los siguientes requisitos:

$$l_m \geq h / \cos V + 70 \text{ mm} \quad (40)$$

$$l_p \geq h / \sin V + 50 \text{ mm} \quad (41)$$



Leyenda

- e_g Espesor calculado de la cartela
- h Anchura de la cartela
- l_m Longitud de la conexión a la carcasa
- l_p Longitud de la conexión a la placa de fondo
- R Radio
- V Ángulo entre la cartela y la chapa de fondo
- 1 Carcasa
- 2 Placa de fondo

Ilustración 12. Detalles de las cartelas soldadas



Para unir las cartelas a las placas de fondo ya la carcasa, se debe de emplear soldadura con penetración completa sin que el perfil de dicha soldadura llegue a presentar muescas o cambios bruscos alrededor de su contorno.

5.1.12. Tubos de humos

Los tubos de humos, además de conducir los humos procedentes de la caldera con el fin de intercambiar calor con el agua, actúan como tubos atirantadores. Estos tubos deberán de conectarse mediante soldadura de profundidad completa la cual debe de presentar una profundidad igual al espesor que tenga el tubo más 2 mm.

Cada conexión de los tubos de humos a las placas tubulares deben de diseñarse para que sean capaces de soportar la carga a la que se ven sometidas las placas y que soporta dicho tubo. De esta manera, el espesor de los tubos debe de ser capaz de evitar que la tensión axial que soporte la parte esbelta del tubo no llegue a sobrepasar $f = R_{p0,2tc}/2$.

Este requisito debe de cumplirse para:

- Todos aquellos tubos expandidos.
- Los tubos de humos soldados que trabajan como atirantadores.
- Los tubos de humos agrupados en un conjunto que se encuentren soldados y en posiciones opuestas.

Cuando la temperatura de los gases supera los 900 °C, se deberá de redondear o biselar el borde interior de los tubos de soporte.

5.1.12.1. Tubos rectilíneos sometidos a presión externa

El espesor de un tubo recto sometido a presión externa y cuyo diámetro nominal exterior sea menor a 170 mm, se puede obtener a partir de la siguiente ecuación:

$$e_{ct} = p_c * d_o / 1,6 * f \quad (42)$$

Siendo e_{ct} el espesor del tubo sin considerar sobreespesores:

$$e = e_{ct} + c_1 + c_2 \quad (43)$$

5.1.12.2. Tubos rectilíneos sometidos a presión interna

El espesor de un tubo recto sometido a presión externa se puede obtener a partir de la siguiente ecuación:



$$e_{ct} = p_c * d_o / (2 * f + p_c)$$

Siendo e_{ct} el espesor del tubo sin considerar sobreespesores:

$$e = e_{ct} + c_1 + c_2 \quad , \text{ donde } c_2 = 0,75 \text{ mm} \quad (45)$$

5.1.12.3. Paso de los tubos de humo

La distancia de separación entre los distintos agujeros de los tubos debe de cumplir con una distancia mínima de entre ellos, debiendo de ser mayor que las siguientes longitudes en función del método de unión empleado:

a) Para tubos unidos por mandrinado:

$$0,1250 * d + 12,5 \text{ mm} \quad (46)$$

b) Para tubos unidos por soldadura:

- Si la temperatura de los gases de entrada es mayor que 800°C

$$0,125 * d + 9 \text{ mm} \quad (47)$$

- Si la temperatura de los gases de entrada es menor o igual a 800°C

$$0,125 * d + 7 \text{ mm} \quad (48)$$

- Para calderas de generación de agua caliente con regenerador y cuya temperatura de gases de entrada no sea mayor a 600°C

$$0,125 * d + 4 \text{ mm} \quad (49)$$

5.1.13. Tubos de combustión lisos sometidos a presión exterior

Para la presión de cálculo empleada para los tubos de combustión lisos debe de considerarse la menor de las resultantes a partir de las siguientes dos fórmulas:

$$p_c = R_{p \ 0,2 \ t_c} / S_1 * 2 * e_{cf} / d_m * 1 + \frac{0,1 * d_m / L}{1 + (0,03 * d_m / e_{cf}) [u / (1 + 5 * d_m / L)]} \quad (50)$$

$$p_c = \frac{2,6 * E}{S_2 * L} * (e_{cf} / d_m)^2 * \sqrt{d_m * e_{cf}} \quad (51)$$

Estas fórmulas anteriores las podemos expresar en función del espesor, dando como resultado la ecuación 52 y en cuyo caso seleccionaremos el mayor de los espesores resultantes.

$$e_{cf} = \frac{B}{2} * \left[1 + \sqrt{1 + \frac{0,12 * d_m * u}{\left(1 + 5 * \frac{d_m}{L}\right) * B}} \right] \quad (52)$$



Donde:

$$B = \frac{p_c * d_m * S_1}{2 * R_{p,0,2tc} * \left(1 + 0,1 * \frac{d_m}{L}\right)} \quad (53)$$

$$e_{fa} = e_{cf} + c_1 + c_2 \quad (54)$$

Donde S_1 es un factor de seguridad cuyo valor para tubos de combustión en condiciones generales de cálculo es de 3.

Debemos de tener en cuenta que el espesor del tubo de combustión considerando sobreespesores e_{fa} , no debe de ser inferior a 6 mm para diámetros de tubo igual o menores a 400 mm. Para diámetros mayores, no deberá de ser inferior a 7 mm.

5.1.13.1. Componentes del tubo de combustión

Para el cálculo de los distintos componentes que acompañan al tubo de combustión como es el caso de las conexiones para la entrada de combustible, tubos de acceso o los tubos para la evacuación de las cenizas, emplearemos lo descrito en el apartado 4.1.13., considerando un espesor máximo de 22 mm (excepto para tubos de acceso) y uno mínimo de 10 mm.

La utilización de refuerzos para las aberturas del tubo de combustión se realizará siguiendo lo establecido en el apartado 4.1.6.2., excluyéndose la utilización de chapas para el refuerzo.

5.1.14. Cámara de inversión

El espesor correspondiente a las placas envolventes que componen las cámaras de inversión cilíndricas se calcula de acuerdo a lo establecido en el apartado 4.1.6. En caso de emplear geometrías que no sean circulares, se utilizará el radio máximo para calcular el espesor.

El espesor seleccionado debe de encontrarse comprendido entre los 10 y 35 mm. En caso de que la cámara de inversión sea circular y no cuente con rigidizadores, utilizaremos los espesores mínimos que los establecidos en el apartado 4.1.13.

5.1.15. Rigidizadores

Los rigidizadores empleados para tubos de combustión no necesitan calcularse siempre que estos se encuentren soldados y además cumplan que $2 * e \leq b$ y $5 * e \leq h \leq 6 * h$, siendo:



- e el espesor de la pared
- b y h el ancho y la altura del rigidizador respectivamente

El espesor del tubo de combustión no debe de superar los 22 mm de espesor, además, siempre que el espesor sea mayor a 11 mm, los rigidizadores no deben colocarse en la zona donde el flujo calorífico sea máximo. Se considera como zona de flujo calorífico máximo una longitud de dos veces el diámetro mínimo del tubo de combustión desde el extremo del quemador hasta

Si estos rigidizadores se encuentran fabricadas a partir de elementos del tipo barra o placas, el tipo de soldadura a emplear será completa. Pueden estar fabricados de un material distinto al del tubo de combustión, aunque debe de presentar un coeficiente de dilatación y módulo de elasticidad igual que el del tubo.

5.1.16. Aberturas de inspección o de acceso

Con el fin de permitir acceder a la caldera para su inspección interna, limpieza, reparación o fabricación, todas las calderas deben de disponer de una abertura de acceso.

De esta manera, el diseño de la abertura variará en función del diámetro de carcasa d_0 :

- a) Para $d_0 \geq 1400 \text{ mm}$: Deberá de permitir el acceso a una persona junto.
- b) Para d_0 comprendido entre 800 y 1400 mm: Tiene que disponer de una boca de inspección que permita el acceso de la cabeza.
- c) Para $d_0 < 800 \text{ mm}$: Permite de diferentes métodos alternativos para la realización de la inspección de su interior. De esta manera, se puede emplear técnicas de aberturas o incluso remotas.

Si el espacio interior de la caldera se encuentra ocupado por elementos calientes (tubos de gases por ejemplo) que impiden la inspección superior de la misma, podemos instalar chapas que cuenten con bridas ciegas, desmontar las tuberías si se requiere o emplear equipos de visualización remota.

5.1.16.1. Dimensiones mínimas para bocas de inspección y acceso

Las bocas de inspección pueden ser tanto circulares como ovaladas

- a) Agujero para el acceso de la mano:

En el caso de agujeros para la mano con el propósito de limpieza, su diámetro interior no debe ser menor a 100 mm o sus dimensiones no deben superar los 80 x 100 mm



Por otra parte, si su función está destinada a la inspección de la caldera, su diámetro interior no debe ser menor a 120 mm o sus dimensiones no deben superar los 100 x 150 mm. La altura del anillo o del cuello h_t no debe de ser mayor a 100 mm si son cónicos o 65 mm si no lo son.

b) Agujero para el acceso de la cabeza:

Su diámetro interior no debe ser menor a 320 mm o sus dimensiones no deben superar los 220 x 320 mm. La altura del anillo o del cuello h_t no debe ser mayor a 120 mm si son cónicos o 100 mm si no lo son.

c) Agujero para el acceso de personas:

Su diámetro interior no debe ser menor a 320 mm o sus dimensiones no deben superar los 320 x 400 mm. La altura del anillo o del cuello h_t no debe ser mayor a 300 mm.

d) Tobera para visualización remota:

Si diámetro nominal no debe ser inferior menor a 50 mm.

5.2. CÁLCULOS ESTRUCTURALES

5.2.1. Datos de partida

5.2.1.1. *Potencia*

Nuestro objetivo es la generación de 3.000 kg/h de vapor de agua a una presión de 10 bares, de esta manera, podemos determinar la temperatura de saturación del vapor de agua a dicha presión (179,88 °C) y la potencia de la caldera a partir de la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} P[kW] &= (\Delta h) * \dot{Q}_v = (h_{180^\circ\text{C}} - h_{100^\circ\text{C}}) * \dot{Q}_v = (2.778,1 - 762,81) \frac{kJ}{kg} * 3.000 \frac{kg}{h} * \frac{1}{3.600} \frac{h}{s} \\ &= 1.679,4 kW \end{aligned}$$

De este modo, se diseñará una caldera con una potencia de 2 MW capaz de abastecer las necesidades de nuestra instalación, permitiendo además disponer de margen por si se requiriese de más potencia en un futuro.

5.2.1.2. *Presión de cálculo*

La presión que deberá de soportar los elementos que componen la caldera será la suma de la presión que ejerce el vapor de agua más la presión hidrostática que ejerce el agua sobre las paredes de los cuerpos sumergidos en ella.



$$P_c[\text{bar}] = P_d + P_{\text{hidrostática}} = P_d + \rho * g * h$$

$$= 10 \text{ bar} + 1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 1,8 \text{ m} * 10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{Pa}} = 10,18 \text{ bar}$$

5.2.2. Tubo de combustión

Puesto que la potencia del quemador es igual o superior a 2 MW y el combustible empleado es de calidad nº 2, el diámetro interior del tubo de combustión d_i se determina como:

$$d_i \geq 365 + 117 * H \geq 365 + 117 * Q * PCI \geq 365 + 117 * 2$$

$$d_i \geq 599 \text{ mm}$$

De este modo, el diámetro del tubo de combustión d_i seleccionado es de 600 mm.

Para determinar la longitud del tubo de combustión L, empleamos el gráfico 2 o bien la ecuación 13:

$$L [\text{mm}] = 150.000 * \left(\frac{H}{10.100} \right)^{0.5} = 150.000 * \left(\frac{2 \text{ MW}}{10.100} \right)^{0.5} = 2.110,79 \text{ mm}$$

La longitud del tubo de combustión L seleccionado es de 2.500 mm.

5.2.3. Temperatura de cálculo

La temperatura de cálculo de cada uno de los componentes se realizar según lo establecido en el punto 3.1.4.

Carcasa exterior:

$$t_c \geq t_{\text{sat}} \rightarrow t_c \geq 179,88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tubos de humos:

Inicialmente supondremos un espesor de los tubos de humos el cual será comprobado con posterioridad.

$$t_c = 205 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ mayor de } \begin{cases} t_c = t_s + 2 * e \rightarrow t_c = 180 * 2 * 0,13 \text{ mm} = 180,26 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_c = t_s + 25 \rightarrow t_c = 180 + 25 = 205 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases}$$

Elementos con transmisión de calor sin contacto de llama y temperatura menor a 800 °C:

$$\begin{cases} t_c = t_s + 2 * e + 15 \rightarrow t_c = 180 * 2 * 0,25 \text{ mm} + 15 = 195,40 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_c = t_s + 50 \rightarrow t_c = 180 + 50 = 230 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases}$$



Elementos con paso de gas y temperatura menos a 400 °C:

$$t_c = t_s + 20 \rightarrow t_c = 180 + 20 = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Cámara de combustión:

Inicialmente supondremos un espesor de la cámara de combustión el cual será comprobado con posterioridad.

$$t_c = t_s + 3,5 * e + 35 \rightarrow t_c = 180 + 3,5 * 20 \text{ mm} + 35 = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5.2.4. Tensión nominal de diseño

La tensión nominal de diseño será la menor entre el límite convencional del material ($R_{p0,2tc}$) y su resistencia a tracción (R_m), divididos cada uno de ellos por un coeficiente de seguridad.

$$f = \text{menor} \left[\frac{R_{p0,2tc}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right]$$

De este modo, a continuación se procederá al cálculo de la tensión nominal de cada uno de los elementos de la caldera en función de su material. La lista de materiales adecuados para el uso en calderas pirotubulares pueden verse en:

- Tabla 29 .Grados permitido de aceros EN adecuados para el uso en calderas pirotubulares.

5.2.4.1. Productos planos

Carcasa exterior P235 ($t_c = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$f = \text{menor} \left[\frac{188,4 \text{ MPa}}{1,5}; \frac{360 \text{ MPa}}{2,4} \right] = \text{menor} [125,6 \text{ MPa}; 150 \text{ MPa}]$$

Fondos exteriores P235 ($t_c = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$f = \text{menor} \left[\frac{\text{MPa}}{1,5}; \frac{\text{MPa}}{2,4} \right] = \text{menor} [125,6 \text{ MPa}; 150 \text{ MPa}]$$

5.2.4.2. Tubos

Tubos de humos P195GH ($t_c = 205 \text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$f = \text{menor} \left[\frac{148 \text{ MPa}}{1,5}; \frac{320 \text{ MPa}}{2,4} \right] = \text{menor} [98,66 \text{ MPa}; 133,33 \text{ MPa}]$$



Tubo de combustión liso P265GH ($t_c = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$f = \text{menor} \left[\frac{154 \text{ MPa}}{1,5}; \frac{410 \text{ MPa}}{2,4} \right] = \text{menor} [102,66 \text{ MPa}; 170 \text{ MPa}]$$

5.2.4.3. Piezas forjadas

Cartelas P235GH ($t_c = 229,88\text{ }^{\circ}\text{C}$):

$$f = \text{menor} \left[\frac{\text{MPa}}{1,5}; \frac{\text{MPa}}{2,4} \right] = \text{menor} [105,36 \text{ MPa}; 150 \text{ MPa}]$$

5.2.5. Tubo de combustión liso

El espesor del tubo de combustión cuyo diámetro y longitud será de 575 mm y 2,5 m.

$$B = \frac{P_c * d_m * S_1}{2 * R_{p0,2tc} * (1 + 0,1 * \frac{d_m}{L})} = \frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 0,6 \text{ m} * 3}{2 * 154 * 10^6 \frac{N}{m^2} (1 + \frac{0,1 * 0,6 \text{ m}}{2,5 \text{ m}})} = 6,63 * 10^{-3}$$

$$e_{cf} = \frac{B}{2} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{0,12 * d_m * u}{(1 + 5 * \frac{d_m}{L}) * B}} \right] = \frac{5,81 * 10^{-3}}{2} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{0,12 * 0,6 \text{ m} * 1,5}{(1 + 5 * \frac{0,6 \text{ m}}{2,5 \text{ m}}) * 5,81 * 10^{-3}}} \right]$$

$$e_{cf} = 0,0129 \text{ m} = 12,9 \text{ mm}$$

5.2.6. Carcasa cilíndrica

Espesor de la carcasa cilíndrica exterior

El diámetro interior de la carcasa cilíndrica exterior (d_{is}) será de 1,8 m y la longitud de 3,195 m.

$$e_{rs} = \frac{P_c * dis}{(2 * f_s - P_c) * v} = \frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 1,8 \text{ m}}{(2 * 125,6 * 10^6 \frac{N}{m^2} - 10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2}) * 0,7} = 0,0104 \text{ m} > 6 \text{ mm}$$

-Donde v es un coeficiente de seguridad.

Espesor de la carcasa de la cámara de inversión de fondo húmedo

El diámetro interior de la carcasa cilíndrica de la cámara de inversión de fondo húmedo (d_{fi}) será de 1,2 m y la longitud de 0,250 m.



$$e_f = \frac{P_c * d_{fi}}{(2 * f_s - P_c) * v} = \frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 1,2 m}{\left(2 * 125,6 * 10^6 \frac{N}{m^2} - 10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2}\right) * 0,7} = 0,0054 m > 6 mm$$

Luego $e_f = 6 mm$.

5.2.7. Tubuladuras

Inicialmente se determinará el diámetro máximo de tubuladura ($d_{ob max}$) sin que sea necesario la utilización de chapas de refuerzo.

$$d_{ob max} = 2 * \left(\frac{l_{rs}}{v} - l_{rs}\right) = 2 * \left(\frac{0,0104 m}{0,7} - 0,0104 m\right) = 0,117 m$$

$$l_{rs} = \sqrt{(d_{is} + e_{rs}) * e_{rs}} = \sqrt{(1,8 m + 0,0104 m) * 0,0104 m} = 0,138 m$$

La unión soldada a emplear para unir la carcasa y las tubuladuras debe ser mediante soldadura con penetración completa.

A continuación se describirá las distintas tubuladuras que dispondrá la caldera:

Tubuladura 1: Válvula de purga.

$$d_{v1} = 35 mm$$

Tubuladura 4: Válvula de seguridad

$$d_{v4} = 31,25 mm$$

Tubuladura 2: Manómetro

$$d_{v2} = 20 mm$$

Tubuladura 5: Entrada del agua

$$d_{agua} = 60 mm$$

Tubuladura 3: Indicador de nivel agua

$$d_{v3} = 30 mm$$

Tubuladura 6: Salida de vapor

$$d_{vapor} = 100 mm$$

Tubuladura 7: Salida de gases

$$d_{gases} = 300 mm$$

Puesto que el diámetro de la tubuladura para la salida de los gases de combustión es mayor que $d_{ob max}$, tendremos que poner una chapa de refuerzo alrededor de la unión entre ambos elementos para evitar la rotura de la carcasa exterior como consecuencia de la presencia de la discontinuidad.

De este modo procedemos al cálculo del espesor del refuerzo:

Se determina el coeficiente de seguridad v al utilizar el diámetro de la tubuladura.



$$v = \frac{1}{\frac{d_{ob\ max}}{2 * l_{RS}} + 1} = \frac{1}{\frac{300\ mm}{2 * 138\ mm} + 1} = 0,47$$

Determinamos el espesor que debería tener la carcasa exterior con dicho coeficiente de seguridad.

$$e_{rs}' = \frac{P_c * dis}{(2 * f_s - P_c) * v} = \frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 1,8\ m}{\left(2 * 125,6 * 10^6 \frac{N}{m^2} - 10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2}\right) * 0,47} = 0,0153\ m$$

Luego el espesor de la chapa de refuerzo será:

$$Espesor\ ref = e_{rs}' - e_{rs} = 0,0153\ m - 0,0104\ m = 0,0049\ m = 4,9\ mm$$

5.2.8. Cabezales

Se empleará un cabezal elipsoidal para cerrar la parte posterior de la caldera con las siguientes dimensiones geométricas:

$$h_c = 0,35\ m$$

$$h_s = 0,03\ m$$

$$d_o = d_{is} + 2 * e_{rs} = 1,8\ m + 2 * 0,0104\ m = 1,82\ m$$

De este modo, se procederá a determinar el espesor del cabezal elipsoidal teniendo en cuenta que este no soporta presión alguna por parte del vapor de agua ya que se encuentra contiguo a la salida de los gases de combustión, suponiéndose una presión de cálculo de 1 bar.

$$e_{cs} = P_c * d_o * \frac{C}{2 * f} \geq e_{cs}' = \frac{P_c * r_{is}}{(2 * f - 0,5 * P_c)}$$

$$1 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 1,812\ m * \frac{2}{2 * 125,6 * 10^6 \frac{N}{m^2}} \geq \frac{1 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 0,2\ m}{(2 * 125,6 * 10^6 \frac{N}{m^2} - 0,5 * 1 * 10^5 \frac{N}{m^2})}$$

$$0,0014\ m \geq 8,12 * 10^{-5}\ m$$

Donde C es el coeficiente de forma para cabezales abombados sin tirantes ni aberturas, obteniéndose a partir de la figura 3 en función de sus dimensiones.

$$C = 2 \begin{cases} \frac{h_c}{d_o} = \frac{0,35}{1,812} = 0,19 \\ \frac{e_{cs}}{d_o} = 0,005 \end{cases}$$



Condiciones límites a cumplir:

$$\begin{aligned} 0,005 * d_o &\leq e_{cs} \leq 0,08 * d_o \\ 0,005 * 1,812 \text{ m} &\leq 0,0014 \text{ m} \leq 0,08 * 1,812 \text{ m} \\ 9,06 * 10^{-3} \text{ m} &\leq 0,0014 \text{ m} \leq 0,145 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_a &\geq 0,18 * d_o \\ 0,35 &\geq 0,18 * 1,82 \text{ m} \\ 0,35 &\geq 0,327 \text{ m} \end{aligned}$$

Puesto que no cumple con la primera condición límite, el espesor del cabezal e_{cs} será de 10,45 mm, coincidiendo con el espesor de la carcasa cilíndrica y cumpliendo la condición límite.

5.2.9. Cierres planos sin tirantes y extraíbles

El tipo de cierre plano que se empleará será el correspondiente a la figura *b* de la figura 4, empleándose para ello acero P235 GH. Puesto que el cierre plano no soporta presión por parte del vapor de agua debido a su disposición, se supondrá una presión de 1 bar, de este modo, el espesor del cierre será:

$$e_{ch} = C_4 * b * y * \sqrt{\frac{P_c}{f}} = 0,45 * 1.800 \text{ mm} * 1 * \sqrt{\frac{1 * 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{125,62 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = 22 \text{ mm}$$

Donde:

$$C_4 = 0,45.$$

$$b = 1.800 \text{ mm (diámetro circunferencia de carga).}$$

$$y = 1 \text{ para placas circulares.}$$

5.2.10. Placas planas con tirantes, soportes y rigidizadores

5.2.10.1. Holguras

Se escogerá el valor más alto sin superar los 100 mm

$c = 50 \text{ mm}$ como mínimo o el 5 % del diámetro exterior de carcasa:

$$50 \text{ mm} \rightarrow 0,05 * 1210,84 \text{ mm} \rightarrow 60,54 \text{ mm}$$

$a = 50 \text{ mm}$ como mínimo. Se obtiene a partir de la tabla:

$$50 \text{ mm} \rightarrow 0,05 * 1820,91 \text{ mm} \rightarrow 91,04 \text{ mm}$$

$d = 50 \text{ mm}$ como mínimo o el 3 % del diámetro exterior de carcasa:

$$50 \text{ mm} \rightarrow 0,03 * 1820,91 \text{ mm} \rightarrow 54,63 \text{ mm}$$



$b = 50 \text{ mm}$ como mínimo o el 3 % del diámetro exterior de carcasa:

$$50 \text{ mm} \geq 0,03 * 1820,91 \text{ mm} \rightarrow 54,63 \text{ mm}$$

5.2.10.2. Radio de embriado

En los fondos embriados deberemos de tener en cuenta su radio de embriado sea mayor a 30 mm y que la distancia desde el diámetro interior del fondo hasta las tubuladuras no sea menor a cierto valor.

$$\text{Radio de embriado} = 1,3 * e_f = 1,3 * 5,42 = 13,59 \text{ mm} \geq 30 \text{ mm como mínimo}$$

Luego el Radio de embriado será de 30 mm.

$$\begin{aligned} \text{Distancia 4} &= \text{Menor valor entre } 2,5 * e_f \text{ o } 0,5 * r = 2,5 * 5,42 \text{ mm o } 0,5 * 30 \text{ mm} \\ &= 13,56 \text{ mm o } 15 \text{ mm} \end{aligned}$$

5.2.10.3. Espesor placa plana

Para la determinación del espesor de la placa plana se evaluará aquellas áreas que dispongan de menor rigidez, y por tanto, más susceptibles a la rotura. Para ello se seguirá con lo establecido en el apartado 3.1.9.3.

Espesor placa plana – Placa 1

Cálculo del área nº 1:

$$e_{ch} = C_4 * b * y * \sqrt{\frac{P_c}{f}} = 0,37 * 293 \text{ mm} * 1,1 * \sqrt{\frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2}}{125,62 * 10^6 \frac{N}{m^2}}} = 10,87 \text{ mm}$$

Donde:

- C_4 , constante que depende de la forma de soporte:

$$C_4 = \frac{0,43 + 0,3}{2} = 0,37$$

0,45 = Placa de fondo plano embutida, solada con penetración completa desde un lado.

0,3 = Conjunto de tubos sin refuerzos con tubos planos soldados en ambos extremos. El área bajo carga debe ser como mínimo atravesar el centro de 2 tubos de humos y entrar en contacto con un tercero.

- $b = 293 \text{ mm}$ (Diámetro del área circular);



- $y = 1,1$ (3 puntos de anclaje y 2 en un mismo lado de un diámetro).
- P_c es la presión de cálculo.
- f es la tensión nominal de diseño de la placa.

De este modo, siguiendo con el procedimiento mencionado se obtiene los siguientes resultados para las diferentes áreas de estudio:

Área	C ₄	a	b (mm)	y	$e_{ch1}(mm)$
1	$(0,3+0,45)/2$	-	293,00	1,1	10,87
2	$(0,3+0,32+0,45)/3$	-	303,20	1	9,73
3	$(0,3+0,32+0,45)/3$	-	323,64	1	10,39
4	$(0,3+0,32)/2$	519,51	85,21	1,55	3,68
5	$(0,3+0,3+0,32)/2$	808,16	242,84	1,4	9,18

Tabla 9. Áreas de rigidez y espesor de la placa plana 1

Espesor placa plana – Placa 2

Procedemos del mismo modo que en el apartado anterior.

Área	C ₄	a	b (mm)	y	$e_{ch2}(mm)$
1	$(0,3+0,45)/2$	-	81,13	1,1	3,20
2	$(0,3+0,3+0,45)/3$	-	85,16	1	2,95
3	$(0,3+0,32)/2$	-	72,76	1	2,16

Tabla 10. Áreas de rigidez y espesor de la placa plana 2

Espesor placa plana – Placa 3

Área	C ₄	a	B (mm)	y	$e_{ch3}(mm)$
1	0,39	-	290,42	1,1	11,19

Tabla 11. Áreas de rigidez y espesor de la placa plana 3

Espesor placa plana – Placa 4

Área	C ₄	a	b (mm)	y	$e_{ch1}(mm)$
1	$(0,3+0,45)/2$	-	293,00	1,1	10,87
2	$(0,3+0,32+0,45)/3$	-	303,20	1	9,73
3	$(0,3+0,35)/2$	-	398,2	1	11,65
4	$(0,3+0,35)/2$	519,51	140,36	1,55	6,36
5	$(0,3+0,3+0,35)/3$	808,16	222,81	1,4	8,89

Tabla 12. Áreas de rigidez y espesor de la placa plana 4

Las placas planas se encontrarán soldados a la carcasa exterior o a la carcasa de fondo húmedo mediante soldadura con penetración completa, adicionalmente, se empleará tubos rigidizadores o cartelas para una mayor estabilidad estructural.

5.2.11. Tubos sin agujeros: Tubos de humos

Calcularemos los tubos de humos como tubos rectilíneos sometidos a presión externa cuyo diámetro nominal sea menor a 170 mm ($d_{next} < 170 \text{ mm}$).

Espesor tubos del primer paso.



$$e_{ct} = \frac{P_c * d_o}{1,6 * f} = \frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 0,024 m}{1,6 * 98,66 * 10^6 N/m^2} = 0,00015 m = 0,15 mm$$

Espesor tubos del segundo paso.

$$e_{ct} = \frac{P_c * d_o}{1,6 * f} = \frac{10,18 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 0,048 m}{1,6 * 98,66 * 10^6 N/m^2} = 0,00031 m = 0,31 mm$$

La separación mínima que debe de existir entre tubos depende de la temperatura de entrada de los gases, obteniéndose como:

$$Paso tubos soldados \begin{cases} T^{\circ} entrada gases \geq 800^{\circ}C \rightarrow 0,125 * d + 9mm = (0,125 * 24 + 9)mm = 12 mm \\ T^{\circ} entrada gases \leq 800^{\circ}C \rightarrow 0,125 * d + 7mm = (0,125 * 48 + 7)mm = 13 mm \end{cases}$$

Estos tubos se encontrarán soldados a las placas planas mediante soldadura con penetración completa.

5.2.12. Tirantes en la cámara de inversión

El diámetro de los tirantes vendrán dados en función de la distancia de separación entre pernos (L_1) y de la longitud existente entre en fondo de la cámara de inversión y la placa plana posterior (L_2).

$$d_s * \left(\frac{L_1}{L_2^2} \right) \leq 2 \rightarrow 25mm * \left(\frac{520 mm}{(100 mm)^2} \right) \leq 2 \rightarrow 1,3 \leq 2$$

Donde:

$$L_1 = 520 mm$$

$$L_2 = 100 mm$$

La tensión máxima admisible que debe soportar el tirante en su sección transversal en condiciones de trabajo, ya sean macizos o no, no ha de ser superior que la tensión admisible del material del tirante, calculándose esta como:

$$f = R_{p0,2tc}/2$$

$$P_c * A_{t1} < f * A_{tirante}$$

Seleccionamos como A_{t1} el área de carga más desfavorable del fondo húmedo, siendo esta la compuesta por la mayor circunferencia posible formada por 3 puntos rigidizadores, tal como se muestra en el plano 3 del anexo 5.5. Los tirantes seleccionados tienen un radio de 12 mm y son de acero P195 GH, presentando un límite elástico de 102 MPa a 350 °C.

$$10,17 * \frac{10^5 N}{m^2} * 42.118 * 10^{-6} m^2 < \frac{102 * 10^6 N/m^2}{2} * 2 * 3,14 * (12 * 10^{-3} m)^2$$



$$42.110 \text{ N} < 46.120 \text{ N}$$

Los tirantes se encontrarán soldados a las placas planas mediante soldadura con penetración completa.

5.2.13. Cartelas

Se colocará un total de 8 cartelas en total para sujetar la parte superior de la placa plana trasera y delantera de la caldera con el fin de dar rigidez a dicha zona al no disponer de tubos que les aporte sujeción.

Para el cálculo del espesor de las cartelas necesitamos conocer sus características geométricas y la fuerza (w) ejercida por la presión sobre la placa de fondo de la cartela en la zona que sujeta, la cual se determinará a partir del área de carga más desfavorable, tal como se muestra en el plano 4 del anexo 5.5.

$$e_g = \frac{f_g * w}{f * \text{sen} V * h} = \frac{1 * 122.891 \text{ mm}^2 * 10,17 * 10^{-1} \text{ MPa}}{105,36 \text{ MPa} * \text{sen } 60 * 100 \text{ mm}} = 13,69 \text{ mm}$$

Donde f_g vale 1 para tubos de combustión lisos, V es el ángulo que forma la cartela con el plano vertical y h es el espesor grosor de la cartela. Los valores de V y h seleccionados son de 60° y 50 mm respectivamente, dándonos como resultado las siguientes longitudes l_m y l_p .

$$l_m \geq \frac{h}{\cos V + 70 \text{ mm}} \rightarrow l_m \geq \frac{100 \text{ mm}}{\cos 60 + 70 \text{ mm}} = 1,44 \text{ mm} \rightarrow l_m = 200 \text{ mm}$$

$$l_p \geq \frac{h}{\text{sen} V + 50 \text{ mm}} \rightarrow l_p \geq \frac{100 \text{ mm}}{\text{sen } 60 + 50 \text{ mm}} = 2,04 \text{ mm} \rightarrow l_p = 150 \text{ mm}$$

La distancia de separación l_a entre cartelas debe de cumplir la siguiente condición:

$$l_a \leq 1,41 * e_h * \sqrt{\frac{400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{f_g * PS}} \rightarrow l_a \leq 1,41 * 15 \text{ mm} * \sqrt{\frac{400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1 * 10,17 \text{ bar} * 10^{-1} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 419 \text{ mm} \rightarrow l_a = 400 \text{ mm}$$

$$0,5 * \text{espesor carcasa} \leq e_g \leq 1,5 * \text{espesor carcasa}$$

$$0,5 * 10,46 \text{ mm} \leq 13,69 \leq 1,5 * 10,46 \text{ mm}$$

$$5,23 \text{ mm} \leq 13,69 \leq 15,69 \text{ mm}$$

$$e_g \geq 1,5 * \text{espesor carcasa}$$

$$13,69 \text{ mm} \geq 1,5 * 5,43 \text{ mm}$$

$$13,69 \geq 10,88 \text{ mm}$$



Las cartelas se encontrarán soldados a las placas planas mediante soldadura con penetración completa.

5.3. CÁLCULOS TÉRMICOS

5.3.1. Variables derivadas de la combustión

Inicialmente partimos de la necesidad de generar un caudal de 3.000 kg/s de vapor a una presión de 10 bares, dándonos como resultado una potencia calorífica requerida de 2 MW. El combustible que se va a emplear para la producción de calor va a ser **Fuel Oil** con la siguiente composición elemental en porcentaje en masa (C=75%, O=0%, H=25%, S=0%, N=0%).

La combustión se llevará a cabo de acuerdo a las siguientes condiciones

- Combustión completa ($x=1$).
- Exceso de aire del 10% ($\lambda=1,8$).

De este modo, a partir de la composición del combustible se determinará todas aquellas propiedades que nos permita identificar las características de los gases de combustión procedentes de la quema del Fuel Oil.

$$c = 0.85 \text{ kg}_C / \text{kg}_{comb}$$

$$o = 0 \text{ kg}_O / \text{kg}_{comb}$$

$$h = 0.14 \text{ kg}_H / \text{kg}_{comb}$$

$$s = 0.01 \text{ kg}_S / \text{kg}_{comb}$$

$$n = 0 \text{ kg}_N / \text{kg}_{comb}$$

5.3.1.1. Aire necesario

Aire mínimo necesario para que la combustión sea completa.

$$\begin{aligned} A_{min} &= \frac{4,34}{1,293} * (2,67 * c + 8h + s - o) = \frac{4,34}{1,293} * (2,67 * 0,85 + 8 * 0,14 + 0,01 - 0) \\ &= 11,41 \frac{\text{kg}_{aire}}{\text{kg}_{comb}} \end{aligned}$$

Aire real introducido.

$$A_{real} = \lambda * A_{min} = 1,8 * 11,41 = 20,54 \text{ kg}_{aire} / \text{kg}_{comb}$$



5.3.1.2. Volumen total de humos.

Para ello determinaremos el volumen de cada uno de los elementos que se generan tras la combustión.

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} * c * x = 1,59 \frac{Nm^3 CO_2}{kg_{comb}} \quad (55)$$

$$V_{CO} = \frac{22,4}{12} * c * (1 - x) = 0 \frac{Nm^3 CO}{kg_{comb}} \quad (56)$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} * h = 1,57 \frac{Nm^3 H_2O}{kg_{comb}} \quad (58)$$

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} * s = 0,01 \frac{Nm^3 SO_2}{kg_{comb}} \quad (59)$$

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} * O_{real} = 22,4 * \lambda * \frac{79}{21} * \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right] = 16,10 \frac{Nm^3 N_2}{kg_{comb}} \quad (60)$$

$$V_{O_2} = 22,4 * (\lambda - 1) * \left[\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right] + \frac{1}{2} * \frac{22,4}{12} * (1 - x) * c = 1,90 \frac{Nm^3 O_2}{kg_{comb}} \quad (61)$$

$$\begin{aligned} V_T &= V_{CO_2} + V_{CO} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} = 1,59 + 1,57 + 0,01 + 16,10 + 1,90 \\ &= 21,16 \frac{Nm^3}{kg_{comb}} \end{aligned} \quad (62)$$

$$V_{seco} = V_T - V_{H_2O} = 21,16 - 1,57 = 19,6 \frac{Nm^3}{kg_{comb}} \quad (63)$$

Por otra parte, también podemos emplear las siguientes expresiones que agrupan la suma de los volúmenes de todos los compuestos.

$$V_T = 22,4 * \left[\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) * \frac{100 * \lambda}{21} + \frac{1}{2} * (1 - x) * \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{o}{32} \right] \quad (64)$$

$$\begin{aligned} V_T &= 22,4 * \left[\left(\frac{0,85}{12} + \frac{0,14}{4} + \frac{0,01}{32} - \frac{0}{32} \right) * \frac{100 * 1,8}{21} + \frac{1}{2} * (1 - 1) * \frac{0,85}{12} + \frac{0,14}{4} + \frac{0}{32} \right] \\ &= 21,16 \frac{Nm^3}{kg_{comb}} \end{aligned}$$

$$V_S = 22,4 * \left[\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) * \frac{100 * \lambda}{21} + \frac{1}{2} * (1 - x) * \frac{c}{12} - \frac{h}{4} + \frac{o}{32} \right] \quad (65)$$

$$\begin{aligned} V_{seco} &= 22,4 * \left[\left(\frac{0,85}{12} + \frac{0,14}{4} + \frac{0,01}{32} - \frac{0}{32} \right) * \frac{100 * 1,8}{21} + \frac{1}{2} * (1 - 1) * \frac{0,85}{12} - \frac{0,14}{4} + \frac{0}{32} \right] \\ &= 19,6 \frac{Nm^3}{kg_{comb}} \end{aligned}$$



5.3.1.3. Fracción molar

$$Y_i = V_i/V_T \quad (66)$$

$$Y_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_T} = \frac{1,59}{21,16} = 0,075 \frac{kmol_{CO_2}}{kmol_{Hum}} \quad Y_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_T} = \frac{0,007}{21,16} = 0,0003 \frac{kmol_{SO_2}}{kmol_{Hum}}$$

$$Y_{CO} = \frac{V_{CO}}{V_T} = \frac{0}{21,16} = 0 \frac{kmol_{CO}}{kmol_{Hum}} \quad Y_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_T} = \frac{16,1}{21,16} = 0,760 \frac{kmol_{N_2}}{kmol_{Hum}}$$

$$Y_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_T} = \frac{1,57}{21,16} = 0,074 \frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{Hum}} \quad Y_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_T} = \frac{1,90}{21,16} = 0,090 \frac{kmol_{O_2}}{kmol_{Hum}}$$

5.3.1.4. Masa molar

$$m_i = Y_i * M_i \quad (67)$$

$$m_{CO_2} = Y_{CO_2} * M_{CO_2} = 0,075 \frac{kmol_{CO_2}}{kmol_{Hum}} * (12 + 2 * 16) \frac{kg_{CO_2}}{kmol_{CO_2}} = 3,30 \frac{kg_{CO_2}}{kmol_{Hum}}$$

$$m_{CO} = Y_{CO} * M_{CO} = 0 \frac{kmol_{CO}}{kmol_{Hum}} * (12 + 16) \frac{kg_{CO}}{kmol_{CO}} = 0 \frac{kg_{CO}}{kmol_{Hum}}$$

$$m_{H_2O} = Y_{H_2O} * M_{H_2O} = 0,074 \frac{kmol_{H_2O}}{kmol_{Hum}} * (1 + 2 * 16) \frac{kg_{H_2O}}{kmol_{H_2O}} = 2,44 \frac{kg_{H_2O}}{kmol_{Hum}}$$

$$m_{SO_2} = Y_{SO_2} * M_{SO_2} = 0,007 \frac{kmol_{SO_2}}{kmol_{Hum}} * (32 + 2 * 16) \frac{kg_{SO_2}}{kmol_{SO_2}} = 0,448 \frac{kg_{SO_2}}{kmol_{Hum}}$$

$$m_{N_2} = Y_{N_2} * M_{N_2} = 0,76 \frac{kmol_{N_2}}{kmol_{Hum}} * (2 * 14) \frac{kg_{N_2}}{kmol_{N_2}} = 21,3 \frac{kg_{N_2}}{kmol_{Hum}}$$

$$m_{O_2} = Y_{O_2} * M_{O_2} = 0,09 \frac{kmol_{O_2}}{kmol_{Hum}} * (2 * 16) \frac{kg_{O_2}}{kmol_{O_2}} = 2,88 \frac{kg_{O_2}}{kmol_{Hum}}$$

$$m_T = m_{CO_2} + m_{CO} + m_{H_2O} + m_{SO_2} + m_{N_2} + m_{O_2} = 3,30 + 2,44 + 0,45 + 21,30 + 2,88 \quad (68)$$

$$= 30,37 \frac{kg_{Hum}}{kmol_{Hum}}$$

5.3.1.5. Fracción molar

La fracción molar de cada uno de los elementos que forman los humos de combustión es uno de los aspectos fundamentales para la obtención de las características termofísicas de los humos ya que podemos determinar cualquiera de ellas al hacer el sumatorio de la propiedad deseada por la fracción molar de cada componente.

(69)



$$X_i = m_i / m_T$$

$$X_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_T} = \frac{3,30}{30,37} = 0,11 \frac{kg_{CO_2}}{kg_{Hum}}$$

$$X_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_T} = \frac{21,3}{30,37} = 0,70 \frac{kg_{N_2}}{kg_{Hum}}$$

$$X_{CO} = \frac{m_{CO}}{m_T} = \frac{0}{30,37} = 0 \frac{kg_{CO}}{kg_{Hum}}$$

$$X_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_T} = \frac{2,45}{30,37} = 0,08 \frac{kg_{H_2O}}{kg_{Hum}}$$

$$X_{SO_2} = \frac{m_{SO_2}}{m_T} = \frac{0,45}{30,37} = 0,01 \frac{kg_{SO_2}}{kg_{Hum}}$$

$$X_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_T} = \frac{2,87}{30,37} = 0,1 \frac{kg_{O_2}}{kg_{Hum}}$$

5.3.1.6. Poder calorífico inferior del combustible

$$PCI = 4,18 * \left[8.100 * c + 34.400 * \left(h - \frac{0}{8} \right) + 2.500 * s - 5.400 * h \right] \quad (70)$$

$$\begin{aligned} PCI &= 4,18 * \left[8.100 * 0,85 + 34.400 * \left(0,14 - \frac{0}{8} \right) + 2.500 * 0,01 - 5.400 * 0,14 \right] \\ &= 45.854 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

5.3.1.7. Caudal de combustible

Una vez conocido el poder calorífico inferior del combustible ya podemos obtener el caudal de combustible que necesitamos para producir la potencia de 2 MW que demanda la caldera.

$$Q = PCI * \dot{m}_c \rightarrow \dot{m}_c = \frac{Q}{PCI} = \frac{2 * 10^3 kJ}{45.854 kJ/kg} = 0,043 kg/s \quad (71)$$

5.3.1.8. 3.3.1.7. Caudal y temperatura de gases de combustión

Es muy importante remarcar que el caudal de humos generado tras la combustión No se determina a partir del volumen total de humos obtenido en el apartado 3.3.1.2, ya que este está referido a condiciones naturales de 1 atmósfera y 20 °C.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_e * V_T = 0,043 \frac{kg}{s} * 21,16 \frac{m^3}{kg} = 0,91 \frac{m^3}{s} \quad (72)$$

De este modo, el caudal de humos lo calcularemos a partir de su calor específico $c_{p,G}$ como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_H * c_{p,G} * (T_H - T_0) \rightarrow \dot{m}_H = \frac{\dot{Q}}{c_{p,G} * (T_H - T_{sat})}$$



Inicialmente no disponemos ni del calor específico $c_{p,G}$ ni de la temperatura de salida de los humos por lo que procederemos a su obtención. El calor específico se determinará como la sumatorio de los calores específicos de cada compuesto que conforma los humos (a la temperatura $\frac{T_H + T_0}{2}$) por su fracción molar.

$$c_{p,G} = \sum_i X_i * c_{p,i}; \text{ Donde } c_{p,i} \text{ se evalua a la temperatura } \frac{T_H + T_0}{2} \quad (74)$$

Puesto que necesitamos la temperatura de los humos T_H procederemos a su obtención a partir del rendimiento de combustión del quemador el cual será de 0,90 ($\eta_c = 0,90$).

$$\eta_c = \frac{m_g * (h_H - h_0)}{m_c * PCI} = \frac{(A_{real} + 1 - Z) * (h_H - h_0)}{PCI} \approx \frac{(A_{real} + 1 - Z) * c_{p,G} * (T_H - T_0)}{PCI} \quad (75)$$

Considerando un rendimiento de combustión $\eta_c = 0,90$

$$T_H = \frac{\eta_c * PCI}{(A_{real} + 1 - Z) * c_{p,G}} + T_{sat}$$

Debido a que la temperatura de salida de los humos (T_H) depende del calor específico de los mismos ($c_{p,G}$), tendremos que interpolar para obtener sus valores. Por consiguiente, supondremos un valor de T_H con el que determinaremos $c_{p,G}$, obteniendo como consecuencia un nuevo valor T_H que emplearemos para volver a repetir el ciclo hasta que $c_{p,G}$ no cambie de manera significativa con cada nueva iteración.

	1º IT $\rightarrow T_H = 823K$ $c_p(558 K)$	2º IT $\rightarrow T_H = 1698K$ $c_p(995 K)$	3º IT $\rightarrow T_H = 1620K$ $c_p(956)$	4º IT $\rightarrow T_H = 1639$ $c_p(966 K)$
$c_{p_{CO_2}}$	1,0548	1,26	1,22	1,23
$c_{p_{H_2O}}$	1,999	2,27	2.24	2,25
$c_{p_{N_2}}$	1,0666	1,164	1.15	1,15
$c_{p_{O_2}}$	0,9904	1,089	1.082	1,08
$c_{p,G}$	1,17	1,24	1.22	1,23
T_H	1697,9	1620	1639	1633

Tabla 13. Iteraciones para la obtención del calor específico y la temperatura de los gases tras la combustión

Por consiguiente, la temperatura de salida de los humos del quemador tras la combustión es T_H 1633 °C.



De este modo, el caudal de humos de combustión será de:

$$m_H = \frac{\dot{Q}}{c_{p,G} * (T_H - T_0)} = \frac{2 * 10^3 kW}{1,25 \frac{kJ}{kg * K} * (1633K - 452,8893K)} = 1,38 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_H = \frac{m_H}{\rho_H} = \frac{1,38 \text{ kg/s}}{0,33 \text{ kg/m}^3} = 4,18 \frac{m^3}{s} \quad (76)$$

5.3.2. Transferencia de calor: Cámara de combustión

En la cámara de combustión los gases de combustión alcanzan altas temperaturas que provoca que la diferencia térmica entre la superficie del conducto y el agua sea grande. Esto origina que la transferencia de calor por convección sea pequeña al sobrepasar el régimen de ebullición nucleada y situarnos en ebullición de transición. A su vez, las altas temperaturas que alcanza el metal dan lugar a que la transferencia de calor por radiación sea alta, por lo tanto deberá de ser considerada.

Debido a que la velocidad del agua contenida en la caldera a causa de la reposición de la misma es pequeña, se considerará como Transferencia de calor de flujo externo por convección natural.

Con el fin de evaluar la transferencia de calor que se produce en la caldera, se determinará el flujo calorífico $q'' \left(\frac{W}{m^2} \right)$ mediante la aplicación del método DTML.

$$q_1'' = U * \Delta T_{ln} \quad (77)$$

Donde U es el coeficiente global de transmisión y ΔT_{ln} es la temperatura media logarítmica.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{Tv1}} + \frac{1}{h_{Tg1}}}; \quad \Delta T_{ln} = \frac{(T_{g1} - T_{sat}) - (T_{g2} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{g1} - T_{sat})}{(T_{g2} - T_{sat})}} \quad (78)$$

Por consiguiente, necesitaremos determinar los coeficientes de transferencia de calor de los gases y del agua en cambio de fase, además de la temperatura de salida de los gases de combustión a la salida de cada uno de los pasos.



5.3.2.1. Transferencia de calor de flujo externo por convección natural

Convección

De este modo emplearemos la correlación de ebullición de película en alberca sobre un cilindro de diámetro D .

$$Nu_D = \frac{h * D}{k_v} = C * \left[\frac{g * \rho_v * (\rho_l - \rho_v) * D^3 * h'_{fg}}{\mu_v * k_v * (T_w - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (79)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0,8 * c_{p,v} * (T_w - T_{sat}) \quad (80)$$

Las propiedades del fluido se evaluarán a la presión de trabajo y a la temperatura T_f excepto la densidad que se hará a T_{sat} , siendo $T_f = (T_{sat} - T_w)/2$.

Propiedades del fluido ($T_f = 576,44$)					
Presión (bar)	T_f (K)	T_{sat} (K)	T_w (K)	C (Cilindros H)	D_1 (m)
10,18	626,44	452,88	700	0,62	0,6
ρ_v (kg/m ³)	ρ_l (kg/m ³)	μ_v (Pa * s)	k_v (W/m * K)	h_{fg} (kJ/kg)	$c_{p,v}$ (kJ/kg * K)
5,10	892,86	$1,7 * 10^{-5}$	0,044	1.800	3,4

Tabla 14. Propiedades del líquido-Transferencia de calor de flujo externo por convección natural en cámara de combustión

Sustituyendo obtenemos:

$$Nu_D = 0,62 * \left[\frac{9,81 \frac{kg}{s} * 5,1 \frac{kg}{m^3} * \left(892,86 \frac{kg}{m^3} - 5,1 \frac{kg}{m^3} \right) * (0,6 m)^3 * 2744 \frac{kJ}{kg}}{1,7 * 10^{-5} Pa * s * 0,044 \frac{W}{m * K} * (700 K - 452,88 K)} \right]^{\frac{1}{4}} = 2.093,07$$

$$h'_{fg} = 1800 \frac{kJ}{kg} + 0,8 * 3,4 \frac{kJ}{kg * K} * (700 K - 452,88 K) = 2.472 \frac{kJ}{kg}$$

Conocido Nu_D podemos determinar el coeficiente de convección h :

$$h_{conv,v1} = \frac{Nu_D * k_v}{D_1} = \frac{2.093,07 * 0,044 \frac{W}{m * K}}{0,6 m} = 153,50 \frac{W}{m^2 * K} \quad (81)$$

Radiación

Debemos de tener en cuenta el calor transferido por radiación desde la superficie candente del tubo hasta el agua ya que en el hogar alcanza temperaturas bastantes altas.

$$\begin{aligned} h_{rad.v1} &= \varepsilon * \sigma * \frac{(T_w^4 - T_{sat}^4)}{(T_w - T_{sat})} = 0,95 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(700^4 - 452,88^4)}{(700 - 452,88)} \\ &= 43,16 \frac{W}{m^2 * K} \end{aligned} \quad (82)$$



-Donde la emisividad ε del acero inoxidable es de 0,95

Convección + Radiación

$$h_{T,v1} = h_{conv,v1} * \left(\frac{h_{conv,v1}}{h_{T,1}} \right)^{0,33} + h_{rad,v1} = \text{Sustituyendo e iterando} = 187 \frac{W}{m^2 * K} \quad (83)$$

5.3.2.2. Flujo interno, convección forzada

Convección

Inicialmente comprobaremos Re_D para identificar en el régimen en el que se encuentra el flujo de gases de combustión:

$$Re_D = \frac{\rho * V * D}{\mu} = \frac{V * D}{\nu} = \frac{\dot{m} * V * D}{\dot{Q} * \mu} = \frac{\dot{m} * V * D}{V * S * \mu} = \frac{\dot{m} * D}{\frac{\pi * D^2}{4} * \mu} = \frac{\dot{m} * 4}{\pi * D * \mu} \quad (84)$$

Las propiedades se evalúan a $T_m = (T_{m,entrada} + T_{m,salida})/2$, excepto μ_w que se evalúa a la temperatura de la pared.

Propiedades de los gases de combustión ($T_m = 1.156$)					
Presión (bar)	$T_m (K)$	$T_g (K)$	$T_w (K)$	$D_1 (m)$	L (m)
10,18	1.156,55	1.613,11	700	0,6	2,5
$k_g (W/m * K)$	$\nu (m^2/s)$	$\mu_g (N * s/m^2)$	$\mu_{g,w} (N * s/m^2)$	$\dot{m}_{H1} (m^3/s)$	$P_{r,g}$
0,065	0,00012	$4,05 * 10^{-5}$	$2,45 * 10^{-5}$	4,19	0,721

Tabla 15. Propiedades de los gases de combustión-Transferencia de calor de flujo interno forzado en cámara de combustión

Sustituyendo obtenemos:

$$Re_D = \frac{4,19 \frac{m^3}{s} * 4}{\pi * 0,6 m * 4,05 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}} = 74.141$$

Puesto que Re_D es mayor que 10.000 nos encontramos en régimen turbulento, de este modo, emplearemos la siguiente correlación para Flujo interno, convección forzada en régimen turbulento:

$$Nu_D = 0,027 * (Re_D)^{\frac{4}{5}} * (Pr)^{1/3} * \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (85)$$

$$Re_D \geq 10.000; \quad 0,7 \leq Pr \leq 16.700; \quad \frac{L}{D} \geq 10$$



De este modo obtenemos:

$$Nu_D = 0,027 * (74.141)^{\frac{4}{5}} * (0,72)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{4,05 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}}{2,45 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}} \right)^{0,14} = 204,48$$

$$74.141 \geq 10.000; \quad 0,7 \leq 0,721 \leq 16.700; \quad \frac{L}{D} \geq 10$$

Conocido Nu_D podemos determinar el coeficiente de convección h :

$$h_{conv,g1} = \frac{Nu_D * k_g}{D_1} = \frac{204,48 * 0,065 \frac{W}{m * K}}{0,6 m} = 22,15 \frac{W}{m^2 * K}$$

Radiación

Debemos de tener en cuenta el calor transferido por radiación desde las llamas, originadas por la combustión en el hogar, a la superficie del conducto.

$$h_{rad,g1} = A * \varepsilon * \sigma * \frac{(T_{g1}^4 - T_{g2}^4)}{(T_{g1} - T_{g2})} = 0,55 * 0,1 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 * K^4} * \frac{(1.613^4 - 1.462^4)}{(1.613 - 1.462)}$$

$$= 54,54 \frac{W}{m^2 * K}$$

-Donde la emisividad ε de los gases de combustión es de 0,1 y A es un coeficiente que suele tomar el valor de 0,55 para gases de combustión.

Convección + Radiación

$$h_{Tg1} = h_{conv,g1} * \left(\frac{h_{conv,g1}}{h_{T,1}} \right)^{0,33} + h_{rag,g1} = \text{Sustituyendo e iterando} = 69,76 \frac{W}{m^2 * K}$$

5.3.2.3. Flujo calorífico

Una vez determinados los coeficientes de transferencia de calor tanto del lado de los gases de combustión como del agua, procederemos a la obtención del flujo calorífico en el hogar mediante el coeficiente de transferencia global U_1 y la temperatura media logarítmica ΔT_{ln} .

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_{rv1}} + \frac{1}{h_{Tg1}}} = \frac{1}{\frac{1}{186,97 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{69,76 \frac{W}{m^2 * K}}} = 50,80 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{g1} - T_{sat}) - (T_{g2} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{g1} - T_{sat})}{(T_{g2} - T_{sat})}} = \frac{(1.613,0 - 452,9) - (1.462 - 452,9)}{\ln \frac{(1.613,0 - 452,9)}{(1.462 - 452,9)}} = 1.082,9 K$$



$$q_1'' = U_1 * \Delta T \ln = 50,80 \frac{W}{m^2 * K} * 1.082,9 K = 55.021 \frac{W}{m^2} = 55 \frac{kW}{m^2}$$

La temperatura de los gases a la salida del hogar T_{g2} tras intercambiar calor con el agua, se ha obtenido de manera iterativa tras determinar el calor transmitido.

$$Q_1 = q_1'' * A = q_1'' * \pi * D_1 * L_1 = 55 \frac{kW}{m^2} * \pi * 0,6 m * 2,5 m = 259,15 kW \quad (86)$$

Puesto que el calor transferido al agua es el mismo que los gases ceden, podemos determinar T_{g2} e iterar al sustituirla en $\Delta T \ln$ hasta que su variación sea pequeña.

$$Q_1 = \dot{m}_{g1} * c_{p,g} * (T_{g1} - T_{g2}); \quad \text{Luego } T_{g2} = -\left(\frac{Q_1}{\dot{m}_{g1} * c_{p,g}} - T_{g1}\right) = 1.462 K \quad (87)$$

5.3.3. Transferencia de calor: 1º paso

Con el fin de evaluar de evaluar la naturaleza convectiva de la ebullición en tubos cilíndricos emplearemos la correlación de Cornwell and Houston, además, emplearemos la metodología definida por Palen para determinar el aumento del coeficiente de transmisión del agua como consecuencia de la influencia de la iteración entre tubos por encontrarse agrupados.

A continuación se procederá a la obtención flujo calorífico $q'' \left(\frac{W}{m^2}\right)$ del 1º paso de tubos mediante la aplicación del método DTML.

$$q_2'' = U_2 * \Delta T \ln$$

5.3.3.1. Transferencia de calor de flujo externo por convección natural

Convección

De este modo emplearemos la correlación de Cornwell and Houston (1994).

$$Nu_D = \frac{h_{conv} * D}{k_v} = A * F * Re_b^{0,67} * Pr_{r,l}^{0,4} \quad (88)$$

$$F = 1,8 * Pr^{0,14} + 4 * Pr^{1,2} + 10 * Pr^{10}; \quad Pr = P/P_{crit}; \quad A = 9,7 * P_{crit}^{0,5} \quad (89)$$

$$Re_b = \frac{q'' * D}{\mu_l * h_{fg}} \quad (90)$$

Las propiedades del fluido se evaluarán a la presión de trabajo y a la temperatura de saturación T_{sat} ya que esta será muy similar a T_f , variando muy poco las propiedades del fluido.



Propiedades del fluido ($T_f = T_{sat}$)				
Presión (bar)	P_{crit} (bar)	T_{sat} (K)	Nº cilindros	D_2 (m)
10,18	220,9	452,88	81	0,024
μ_l (Pa * s)	k_v (W/m * K)	h_{fg} (kJ/kg)	$P_{r,l}$	
$1,5 * 10^{-4}$	0,0335	2.015	0,98	

Tabla 16. Propiedades del líquido-Transferencia de calor de flujo externo por convección natural en primer paso de tubos

Sustituyendo obtenemos:

$$Nu_D = 144,16 * 1,27 * 7,60^{0,67} * 0,98^{0,4} = 706$$

Donde:

$$F = 1,8 * 0,046^{0,14} + 4 * 0,046^{1,2} + 10 * 0,046^{10} = 1,27$$

$$Pr = \frac{10,18 \text{ bar}}{220,10 \text{ bar}} = 0,046; \quad A = 9,7 * 0,046^{0,5} = 144,17$$

Puesto que no conocemos el flujo calorífico q'' para la obtención del Re_b , tendremos que proceder a su obtención de manera iterativa suponiendo un valor inicial de flujo calorífico. Esto nos permitirá calcular el número de Reynolds que posteriormente utilizaremos para determinar el flujo calorífico el cual emplearemos para repetir el ciclo hasta que la variación sea mínima.

$$Re_b = \frac{q'' * D}{\mu_l * h_{fg}} = \frac{95 * 10^3 \frac{W}{m^2} * 0,024}{15 * 10^{-4} \text{ Pa} * s * 2.015,3 * 10^3 \frac{J}{kg}} = 7,60$$

Conocido Nu_D podemos determinar el coeficiente de convección h :

$$h_{conv,v2} = \frac{Nu_D * k_v}{D_1} = \frac{706 * 0,033 \frac{W}{m * K}}{0,024 \text{ m}} = 985,58 \frac{W}{m^2 * K}$$

Palen

$$h_{Tv2} = h_{conv,v2} * F_b * F_c + h_c = 985,58 \frac{W}{m^2 * K} * 1 * 1,5 + 250 \frac{W}{m^2 * K} = 1.728,37 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$F_b = 1, \text{ tubo ebullición}; \quad F_c = 1,5; \quad h_{1c} = 250 \frac{W}{m^2 * K}$$



5.3.3.2. Flujo interno, convección forzada

Convección

Comprobaremos el Re_D para identificar en el régimen en el que se encuentra el flujo de gases de combustión teniendo en cuenta que el caudal de humos $\dot{m}_{H_2}$ (m^3/s) será el que circula a través de un tubo, por ello, tendremos que dividir el caudal total de humos por el número de tubos:

$$\dot{m}_{H_2} = \frac{\dot{m}_H}{n^o \text{ tubos}} \quad (91)$$

Las propiedades se evalúan a $T_m = (T_{m,entrada} + T_{m,salida})/2$, excepto μ_w que se evalúa a la temperatura de la pared.

Propiedades de los gases de combustión ($T_m = 967,38$)					
Presión (bar)	T_m (K)	T_g (K)	T_w (K)	D_2 (m)	L (m)
10,18	967,38	1.462,76	472	0,024	2,3
k_g (W/m * K)	ν (m^2/s)	μ_g ($N * s/m^2$)	$\mu_{g,w}$ ($N * s/m^2$)	$\dot{m}_{H_2}$ (m^3/s)	$P_{r,g}$
0,060	0,000104	$3,75 * 10^{-5}$	$2,45 * 10^{-5}$	0,051	0,72

Tabla 17. Propiedades de los gases de combustión-Transferencia de calor de flujo interno forzado en primer paso de tubos

Sustituyendo obtenemos:

$$Re_D = \frac{\dot{m}_{H_2} * 4}{\pi * D_2 * \mu_g} = \frac{0,051 \frac{m^3}{s} * 4}{\pi * 0,024 m * 3,75 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}} = 26.403$$

Puesto que Re_D es mayor que 10.000 nos encontramos en régimen turbulento, de este modo, volveremos a emplear la correlación para Flujo interno, convección forzada en régimen turbulento:

$$Nu_D = 0,027 * (26.403)^{\frac{4}{5}} * (0,72)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{3,75 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}}{2,45 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}} \right)^{0.14} = 82,26$$

$$26.403 \geq 10.000; \quad 0,7 \leq 0,721 \leq 16.700; \quad \frac{L}{D} \geq 10$$

Conocido Nu_D podemos determinar el coeficiente de convección h :

$$h_{conv,g2} = \frac{Nu_D * k_g}{D} = \frac{82,26 * 0,0597 \frac{W}{m * K}}{0,024 m} = 204,63 \frac{W}{m^2 * K}$$



5.3.3.3. Flujo calorífico

Una vez determinados los coeficientes de transferencia de calor tanto del lado de los gases de combustión como del agua, procederemos a la obtención del flujo calorífico en el hogar mediante el coeficiente de transferencia global U_2 y la temperatura media logarítmica ΔT_{ln} .

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_{Tv2}} + \frac{1}{h_{Tg2}}} = \frac{1}{\frac{1}{1.728,37 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{204,63 \frac{W}{m^2 * K}}} = 182,97 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{g2} - T_{sat}) - (T_{g3} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{g2} - T_{sat})}{(T_{g3} - T_{sat})}} = \frac{(1.463 - 452,9) - (680 - 452,9)}{\ln \frac{(1.463 - 452,9)}{(680 - 452,9)}} = 524,6 K$$

$$q_2'' = U_2 * \Delta T_{ln} = 182,97 \frac{W}{m^2 * K} * 524,6 K = 95.985 \frac{W}{m^2} = 95,98 \frac{kW}{m^2}$$

La temperatura de los gases a la salida del primer paso T_{g3} tras intercambiar calor con el agua, se ha obtenido de manera iterativa tras determinar el calor transmitido.

$$Q_2 = q_2'' * A = q_2'' * \pi * D_2 * L_2 * n^{tubos} = 95,98 \frac{kW}{m^2} * \pi * 0,024m * 2,3 m * 81 = 1347,59 kW$$

Puesto que el calor transferido al agua es el mismo que los gases ceden, podemos determinar T_{g3} e iterar al sustituirla en ΔT_{ln} hasta que su variación sea pequeña.

$$Q_2 = \dot{m}_{g2} * c_{p,g} * (T_{g2} - T_{g3}); \quad \text{Luego } T_{g3} = - \left(\frac{Q_1}{\dot{m}_{g2} * c_{p,g}} - T_{g2} \right) = 680 K$$

5.3.4. Transferencia de calor: 2º paso

A continuación se procederá a la obtención flujo calorífico $q'' \left(\frac{W}{m^2} \right)$ del 2º paso de tubos realizando los mismos pasos establecidos para el caso anterior.

$$q_3'' = U_3 * \Delta T_{ln}$$



5.3.4.1. Transferencia de calor de flujo externo por convección natural

Convección

De este modo emplearemos la correlación de Cornwell and Houston (1994).

$$Nu_D = \frac{h_{conv} * D}{k_v} = A * F * Re_b^{0,67} * P_{r,l}^{0,4}$$

$$F = 1,8 * Pr^{0,14} + 4 * Pr^{1,2} + 10 * Pr^{10}; \quad Pr = P/P_{crit}; \quad A = 9,7 * P_{crit}^{0,5}$$

$$Re_b = \frac{q'' * D}{\mu_l * h_{fg}}$$

Las propiedades del fluido se evaluarán a la presión de trabajo y a la temperatura de saturación T_{sat} ya que esta será muy similar a T_f , variando muy poco las propiedades del fluido.

Propiedades del fluido ($T_f = T_{sat}$)				
Presión (bar)	P_{crit} (bar)	T_{sat} (K)	Nº cilindros	D_2 (m)
10,18	220,9	452,88	130	0,048
μ_l (Pa * s)	k_v (W/m * K)	h_{fg} (kJ/kg)	$P_{r,l}$	
$1,5 * 10^{-4}$	0,0335	2015	0,98	

Tabla 18. Propiedades del líquido-Transferencia de calor de flujo externo por convección natural en segundo paso de tubos

Sustituyendo obtenemos:

$$Nu_D = 144,16 * 1,27 * 0,86^{0,67} * 0,98^{0,4} = 164,50$$

Donde:

$$F = 1,8 * 0,046^{0,14} + 4 * 0,046^{1,2} + 10 * 0,046^{10} = 1,27$$

$$Pr = \frac{10,18 \text{ bar}}{220,10 \text{ bar}} = 0,046; \quad A = 9,7 * 0,046^{0,5} = 144,17$$

Puesto que no conocemos el flujo calorífico q'' para la obtención del Re_b , tendremos que proceder a su obtención de manera iterativa suponiendo un valor inicial de flujo calorífico. Esto nos permitirá calcular el número de Reynolds que posteriormente utilizaremos para determinar el flujo calorífico el cual emplearemos para repetir el ciclo hasta que la variación sea mínima.

$$Re_b = \frac{q'' * D}{\mu_l * h_{fg}} = \frac{5,4 * 10^3 \frac{W}{m^2} * 0,048}{15 * 10^{-4} \text{ Pa} * s * 2.015,3 * 10^3 \frac{J}{kg}} = 0,86$$



Conocido Nu_D podemos determinar el coeficiente de convección h :

$$h_{conv,v3} = \frac{Nu_D * k_v}{D_1} = \frac{164,50 * 0,033 \frac{W}{m * K}}{0,048 m} = 114,81 \frac{W}{m^2 * K}$$

Palen

$$h_{Tv3} = h_{conv,v3} * F_b * F_c + h_c = 114,81 \frac{W}{m^2 * K} * 1 * 1,5 + 250 \frac{W}{m^2 * K} = 422,22 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$F_b = 1, \text{ tubo ebullición}; \quad F_c = 1,5; \quad h_{1c} = 250 \frac{W}{m^2 * K}$$

5.3.4.2. Flujo interno, convección forzada

Convección

Comprobaremos el Re_D para identificar en el régimen en el que se encuentra el flujo de gases de combustión teniendo en cuenta que el caudal de humos $\dot{m}_{H_2}$ (m^3/s) será el que circula a través de un tubo, por ello, tendremos que dividir el caudal total de humos por el número de tubos:

$$\dot{m}_{H3} = \frac{\dot{m}_H}{n^o \text{ tubos}}$$

Las propiedades se evalúan a $T_m = (T_{m,entrada} + T_{m,salida})/2$, excepto μ_w que se evalúa a la temperatura de la pared.

Propiedades de los gases de combustión ($T_m = 576,5$)					
Presión (bar)	$T_m (K)$	$T_g (K)$	$T_w (K)$	$D_2 (m)$	L (m)
10,18	576,5	681	472	0,048	2,675
$k_g (W/m * K)$	$v (m^2/s)$	$\mu_g (N * s/m^2)$	$\mu_{g,w} (N * s/m^2)$	$\dot{m}_{H_2} (m^3/s)$	$P_{r,g}$
0,05	0,000067	$3,21 * 10^{-5}$	$2,45 * 10^{-5}$	0,028	0,707

Tabla 19. Propiedades de los gases de combustión-Transferencia de calor de flujo interno forzado en segundo paso de tubos

Sustituyendo obtenemos:

$$Re_D = \frac{\dot{m}_{H_2} * 4}{\pi * D_2 * \mu_g} = \frac{0,032 \frac{m^3}{s} * 4}{\pi * 0,048 m * 3,21 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}} = 12.768$$

Puesto que Re_D es mayor que 10.000 nos encontramos en régimen turbulento, de este modo, volveremos a emplear la correlación para Flujo interno, convección forzada en régimen turbulento:



$$Nu_D = 0,027 * (12.768)^{\frac{4}{5}} * (0,707)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{3,21 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}}{2.45 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}} \right)^{0.14} = 45,49$$

$$11.221 \geq 10.000; \quad 0,707 \leq 0.721 \leq 16.700; \quad \frac{L}{D} \geq 10$$

Conocido Nu_D podemos determinar el coeficiente de convección h :

$$h_{conv,g3} = \frac{Nu_D * k_g}{D} = \frac{45,49 * 0,05 \frac{W}{m * K}}{0,048 m} = 47,38 \frac{W}{m^2 * K}$$

5.3.4.3. Flujo calorífico

Una vez determinados los coeficientes de transferencia de calor tanto del lado de los gases de combustión como del agua, procederemos a la obtención del flujo calorífico en el hogar mediante el coeficiente de transferencia global U_2 y la temperatura media logarítmica ΔT_{ln} .

$$U_3 = \frac{1}{\frac{1}{h_{Tv3}} + \frac{1}{h_{Tg3}}} = \frac{1}{\frac{1}{430,66 \frac{W}{m^2 * K}} + \frac{1}{47,38 \frac{W}{m^2 * K}}} = 42,69 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{g3} - T_{sat}) - (T_{g4} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{g3} - T_{sat})}{(T_{g4} - T_{sat})}} = \frac{(681 - 452,9) - (528,12 - 452,9)}{\ln \frac{(681 - 452,9)}{(528,12 - 452,9)}} = 136,99 K$$

$$q_3'' = U_3 * \Delta T_{ln} = 42,69 \frac{W}{m^2 * K} * 136,99 K = 5.848 \frac{W}{m^2} = 5,85 \frac{kW}{m^2}$$

La temperatura de los gases a la salida del primer paso T_{g4} tras intercambiar calor con el agua, se ha obtenido de manera iterativa tras determinar el calor transmitido.

$$Q_3 = q_3'' * A = q_3'' * \pi * D_3 * L_3 * n^{o}tubos = 5,85 \frac{kW}{m^2} * \pi * 0,048 m * 2,675 m * 130 = 284,98 kW$$

Puesto que el calor transferido al agua es el mismo que los gases ceden, podemos determinar T_{g4} e iterar al sustituirla en ΔT_{ln} hasta que su variación sea pequeña.

$$Q_3 = \dot{m}_{g3} * c_{p,g} * (T_{g3} - T_{g4}); \quad \text{Luego } T_{g4} = - \left(\frac{Q_1}{\dot{m}_{g3} * c_{p,g}} - T_{g3} \right) = 515,69 K$$



5.3.5. Purga

El caudal de agua que es necesaria purgar con el fin de evitar la acumulación de sales perjudicarías para la caldera se puede obtener realizando un balance de los flujos del agua.

$$Q_{pg} * a = A * b + Q_{pg} * b \rightarrow Q_{pg} = \frac{A * b}{a - b}$$

$$Q_{pg} = \frac{3.000 \frac{kg}{h} * 75 ppm}{3.500 ppm - 75 ppm} = 65,69 kg/h$$

Donde:

$Q_{pg} \left[\frac{kg}{h} \right]$ = Caudal del agua de purga.

$a [ppm]$ = Salinidad del agua en la caldera.

$b [ppm]$ = Salinidad del agua de aportación

$A \left[\frac{kg}{h} \right]$ = Caudal de agua que es necesario aportar a la caldera. En el caso de que no haya recuperación del agua evaporada, este será el caudal de vapor.

Supondremos que el agua de aportación es tratada previamente y cuenta con una salinidad de 75 ppm.

Según la tabla que se muestra a continuación, para una presión de 10,17 bar (147,5 psi) la salinidad del agua en la caldera tiene que ser de 3.500 ppm.

A.B.M.A. BOILER WATER LIMITS				
Boiler pressure	Total Solids "as is"	Sílica as SiO ₂	Total Alkalinity	Suspended Solids
(psig)	(ppm)	(ppm)	(ppm CO ₃ Ca)	(ppm)
0-300	3500	150	700	300
301-450	3000	90	600	250
451-600	2500	40	500	150
601-750	2000	30	400	100
751-900	1500	20	300	60
907-1000	1250	8	250	40
	Conductivity / TDS (μS/Cm) / ppm			
1001-1500	150 / 100	2	0	20
1501-2000	100 / 70	1	0	10

Tabla 20. Salinidad del agua recomendable en calderas de vapor



De este modo, el calor perdido a consecuencia del agua expulsada en las purgas termina como:

$$Q_p = Q_{pg} * h_{sat} = 65,69 \frac{kg}{h} * 2.778 \frac{kJ}{kg} * \frac{1h}{3600 s} = 50,69 \frac{kJ}{s} = 50,69 kW$$

Donde:

Q_{pg} = Caudal del agua de purga.

h_p = Entalpía del agua de purga la cual corresponde con la entalpía de saturación del fluido a la presión de trabajo.

5.3.6. Pérdidas de calor

Pérdidas por inquemados

Puesto que la combustión es completa, no existen pérdidas por inquemados.

Pérdidas por radiación

Se supondrá una pérdida por radiación de un 2,5 % del flujo calorífico total, de este modo:

$$P_r = 2.000 kW * 0,025 = 50 kW$$

Pérdidas por purga

De acuerdo a lo establecido en el apartado 4.3.5, las pérdidas como consecuencia de la expulsión de agua en las purgas es de:

$$Q_p = 50,69 kW$$



5.4. PLIEGO DE CONDICIONES

Se demanda el diseño de una caldera de vapor capaz de generar un total de 3.000 kg/h de vapor de vapor a una presión de 10 bares y cuya agua de alimentación se encontrará a la temperatura de saturación de trabajo, para ello se debe de valorar qué tipo de caldera es mejor emplear para las características solicitadas.

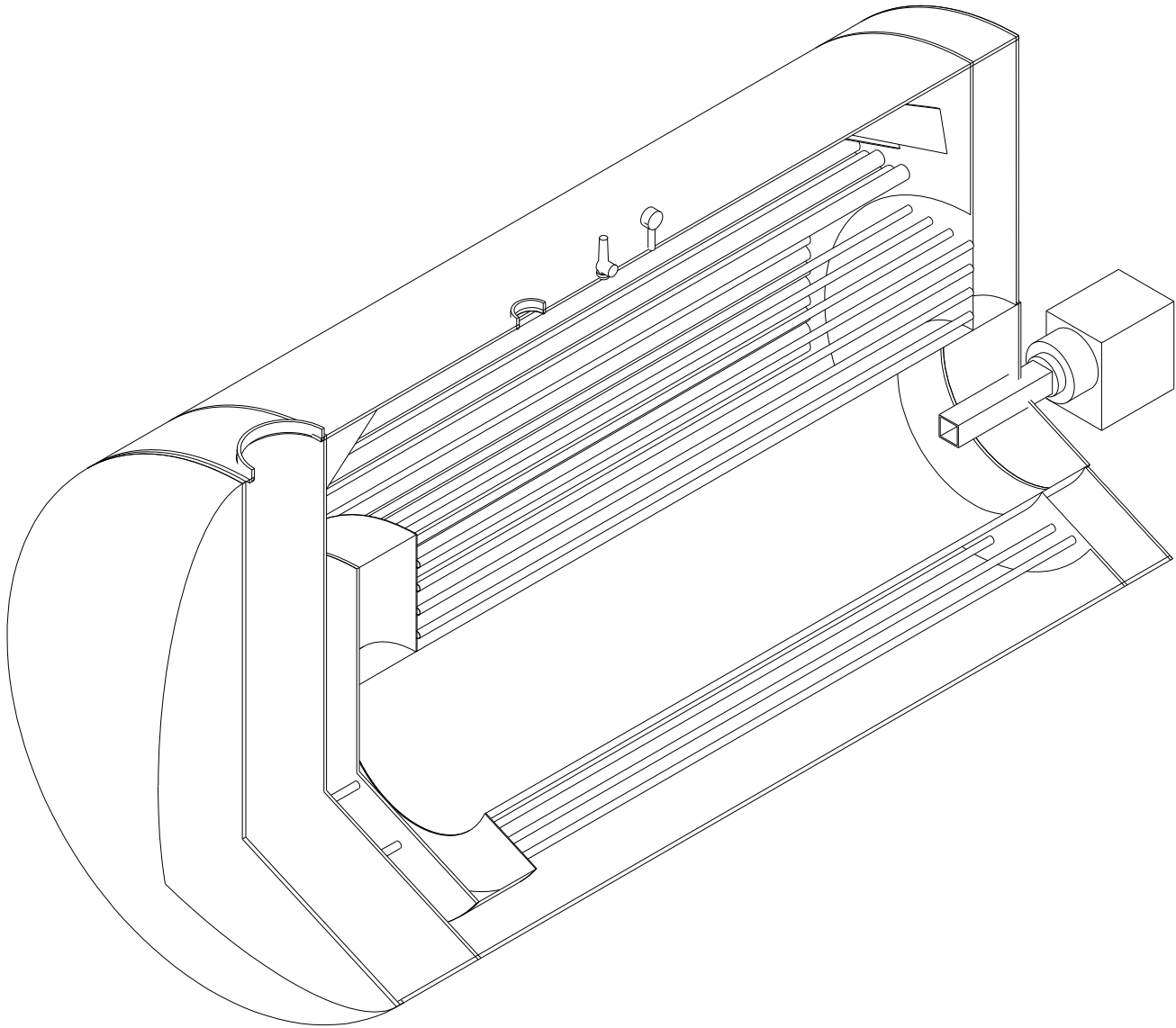
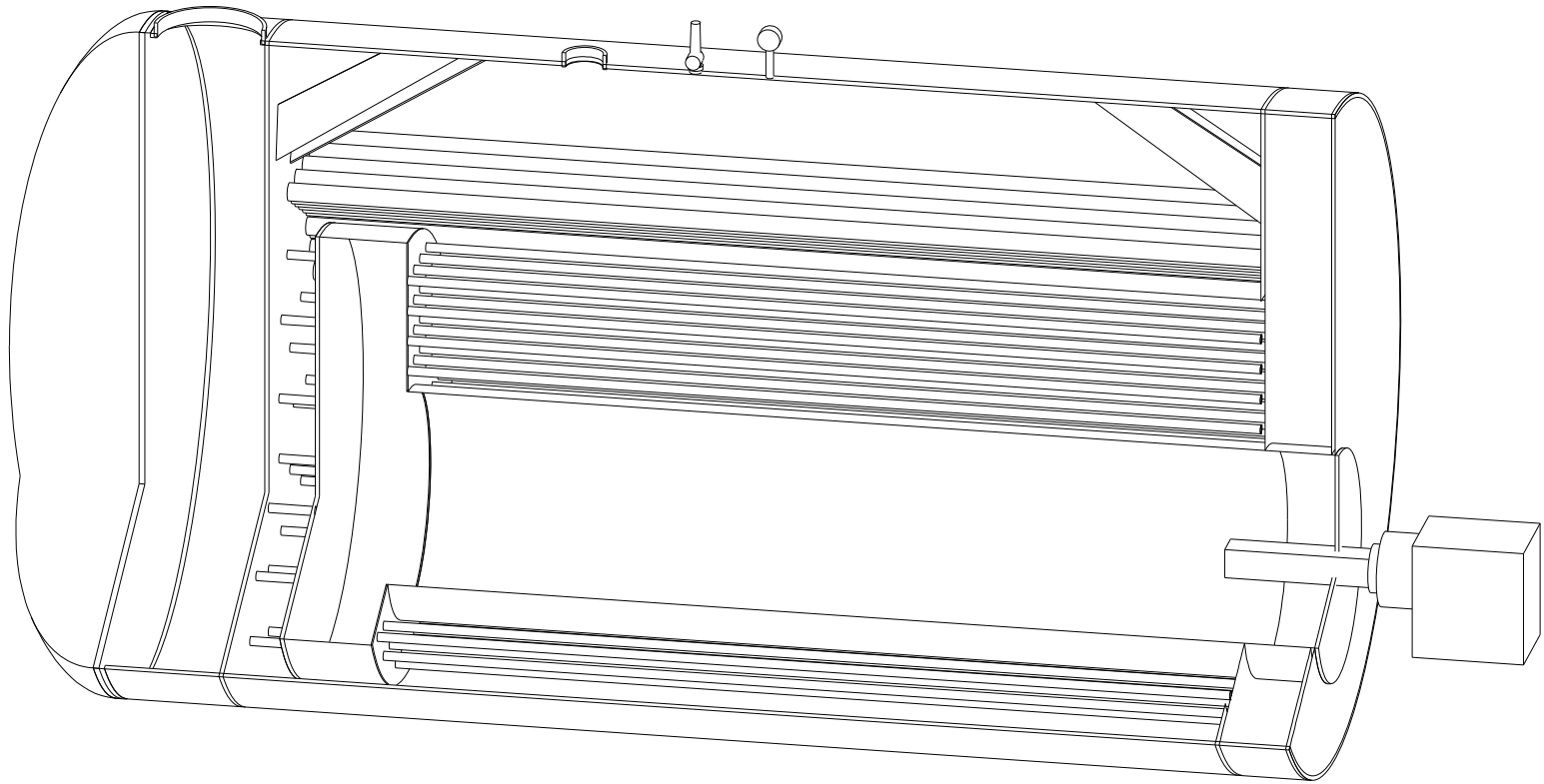
De este modo, se llevará a cabo el diseño estructural completo de la misma de acuerdo a las normas UNE correspondientes, realizando las comprobaciones necesarias y seleccionando materiales acordes con las condiciones de alta presión y temperatura a las que se verán sometidos.

A su vez, con el fin de evaluar la transferencia de calor y justificar las capacidades de la caldera de vapor diseñada, se realizará un estudio térmico detallado que permita obtener todos aquellos aspectos fundamentales con los que poder definir e identificar las variables que intervienen en el proceso.



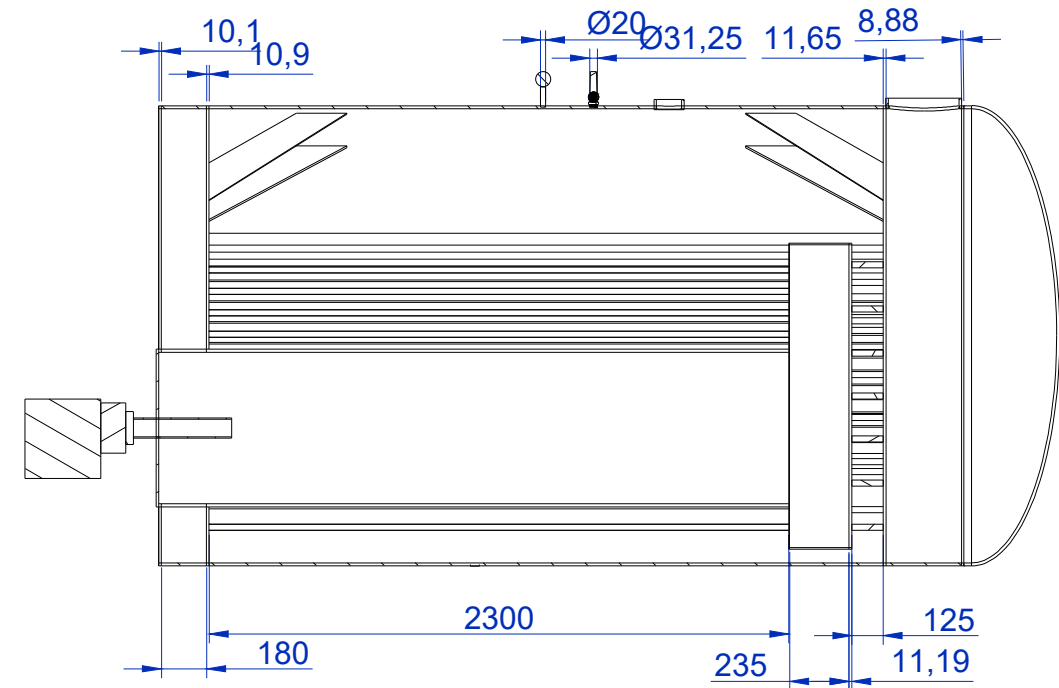
5.5. PLANOS

A continuación se mostrarán los planos de la caldera de vapor correspondientes.



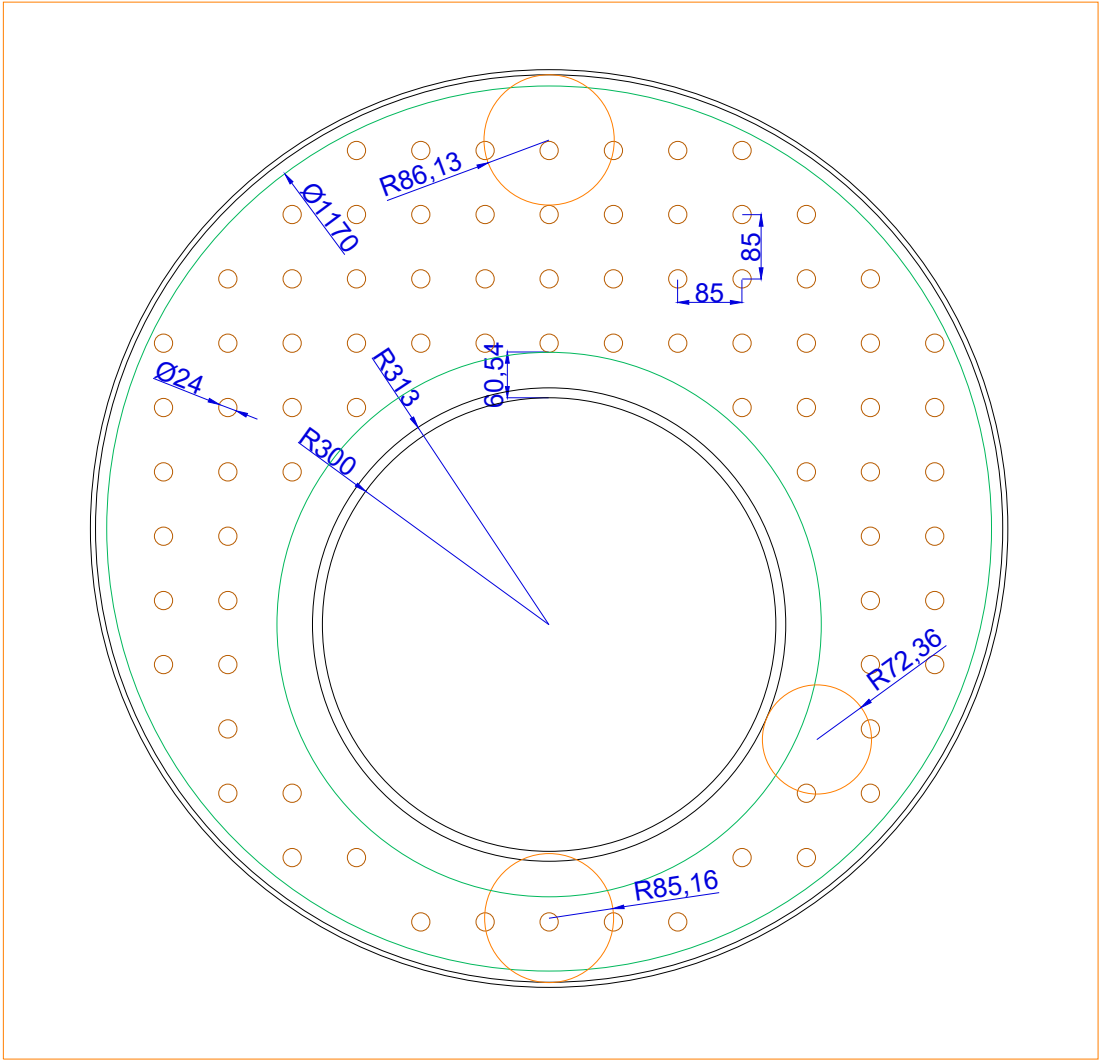
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	20/08/2018	Alberto Ruiz Segura		
COMPROBADO				
ESCALA:	Título del TFG Vista conceptual			Nº PLANO 1/4
1:20				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

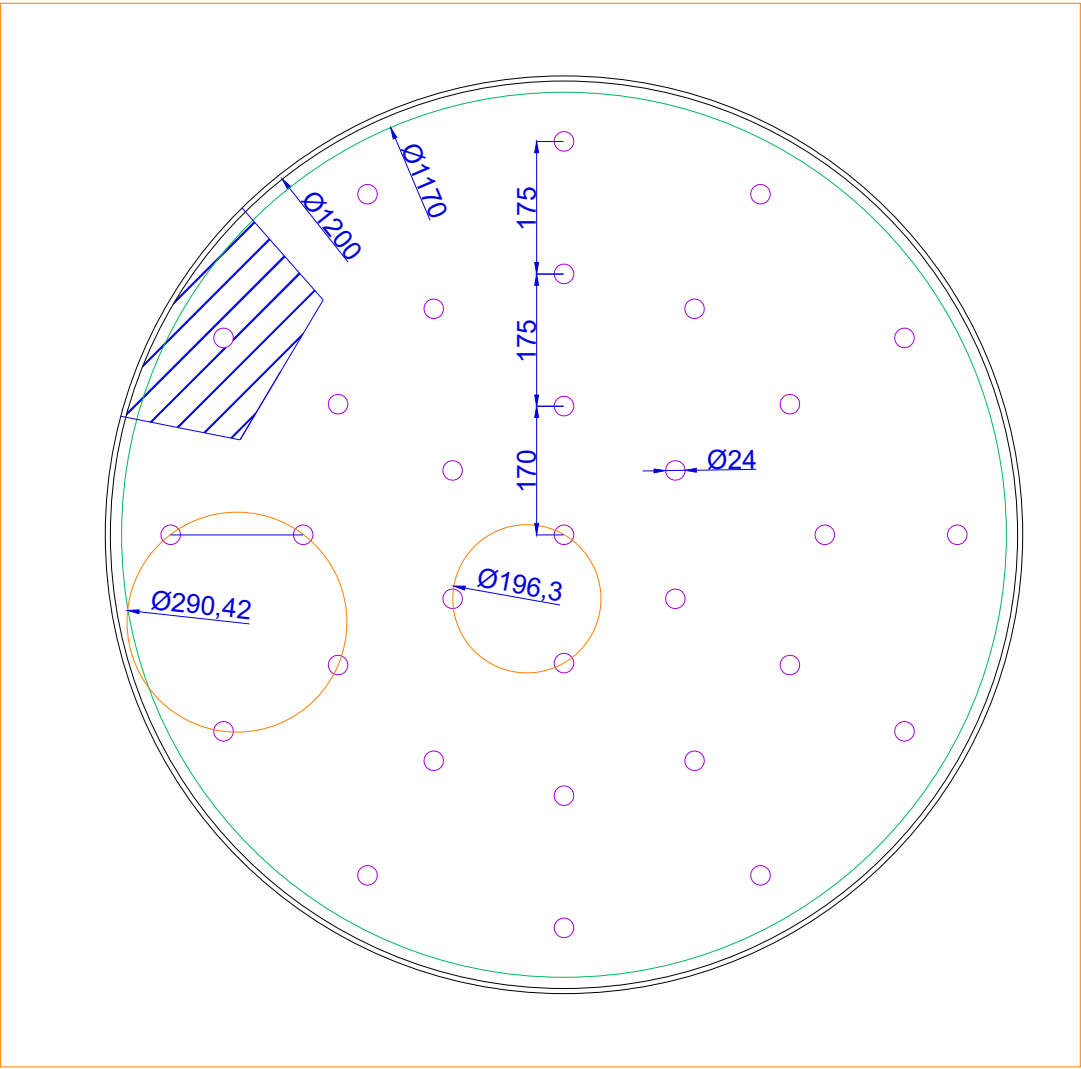


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	20/08/2018	Alberto Ruiz Segura		
COMPROBADO				
ESCALA: 1:30	Título del TFG Vistas caldera de vapor			Nº PLANO 2/4 SUSTITUYE A: SUSTITUIDO POR:

Placa plana 2



Placa plana 3

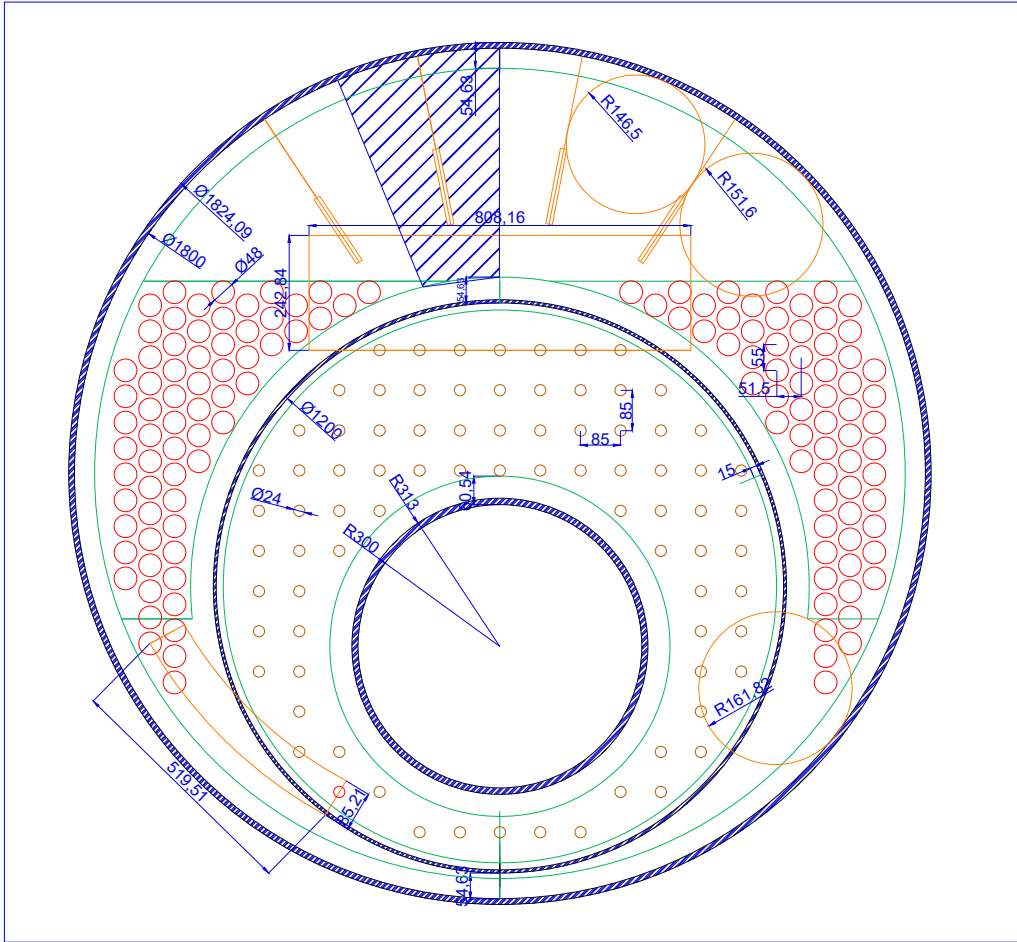


LEYENDA

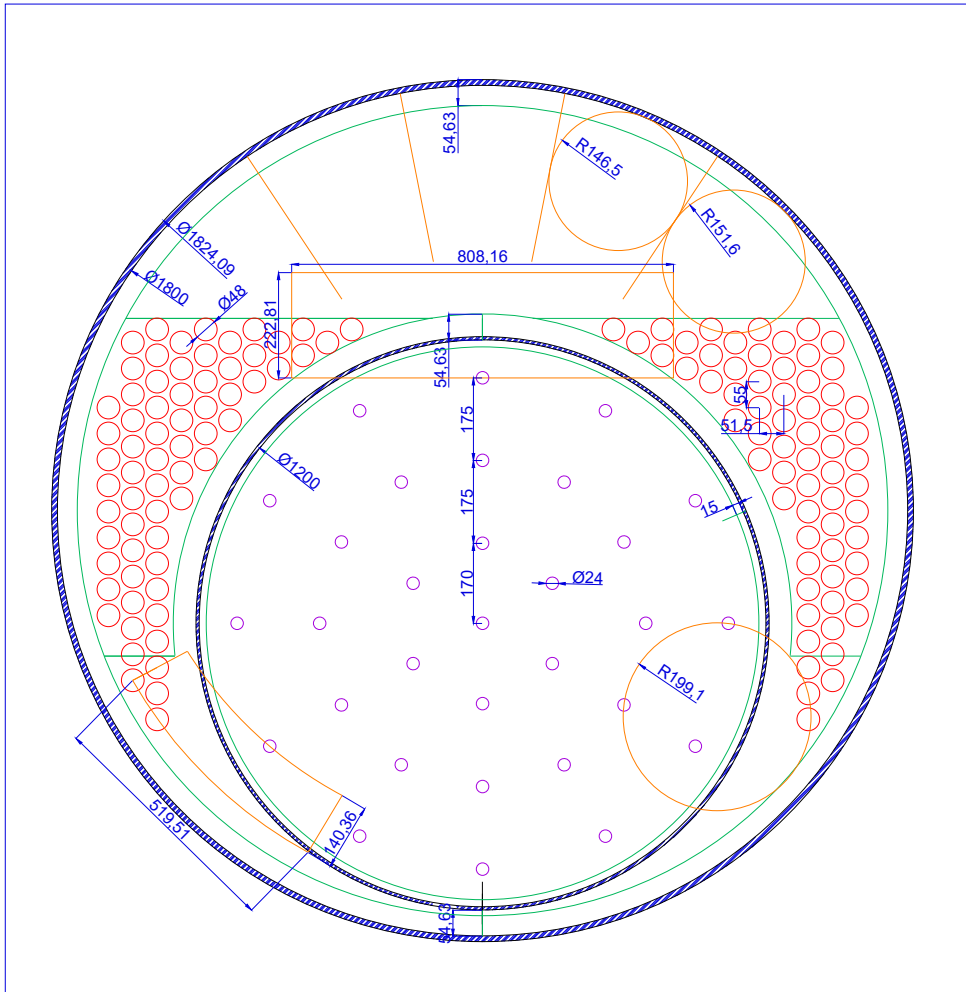
- Tubos primer paso
- Tubos segundo paso
- Carcasas
- Áreas
- Holguras
- Tirantes
- Cotas
- Área de carga tirante

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	20/08/2018	Alberto Ruiz Segura			
COMPROBADO					
ESCALA:	Título del TFG Placas planas 2 y 3			Nº PLANO	
1:15				3/4	
				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	

Placa plana 1



Placa plana 4



LEYENDA	
	Tubos primer paso
	Tubos segundo paso
	Carcasas
	Áreas
	Holguras
	Tirantes
	Cotas
	Área de carga cartela

		FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO		20/08/2018	Alberto Ruiz Segura		
COMPROBADO					
ESCALA:		Título del TFG			Nº PLANO
1:16		Placas planas 1 y 4			4/4
					SUSTITUYE A:
					SUSTITUIDO POR:



5.6. MEDICIONES

A continuación se definirá todos aquellos elementos que componen la caldera, incluyendo todas las características necesarias que permitan identificarlos:

Dimensiones							
	Elemento	Material	Longitud (mm)	Espesor (mm)	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Cantidad
Tubos	Tubo de combustión	Acero P235 GH	2.500	12,9	600	625,8	1
	Tubos de humos - Primer paso	Acero P265 GH	2.300	0,15	24	24,3	81
	Tubos de humos - Segundo paso	Acero P265 GH	2.675	0,31	48	48,62	130
	Tirantes	Acero P265 GH	100	-	-	24	31
Productos planos	Carcasa cilíndrica exterior	Acero P235 GH	3.195	10,47	1.800	1.800	1
	Carcasa de fondo húmedo	Acero P235 GH	250	6	1.200	1.200	1
	Cabezal elipsoidal	Acero P235 GH	hc =350 hs =30	10,47	1.800	1.821	1
	Placa plana 1	Acero P235 GH	-	10,87	1.800	1.800	1
	Placa plana 2	Acero P235 GH	-	3,2	1.200	1.200	1
	Placa plana 3	Acero P235 GH	-	11,19	1.200	1.200	1
Piezas forjadas	Placa plana 4	Acero P235 GH	-	11,65	1.800	1.800	1
	Cartelas	Acero P235 GH	lm =200 lp = 150 la = 400	13,7	-	-	8
	Válvula de purga	A. Inox (EN-1.4428)	-	0,7	35	36	1
	Válvula de seguridad	A. Inox (EN-1.4428)	-	0,7	31,25	33	1
	Manómetro	A. Inox (EN-1.4428)	-	0,7	20	21	1
	Indicador de nivel agua	A. Inox (EN-1.4408)	-	0,7	30	31	1

Tabla 21. Mediciones



5.7. PRESUPUESTO.

LISTADO DE MATERIALES VALORADO (Pres)

CÓDIGO	CANTIDAD	UD	RESUMEN	PRECIO	IMPORTE
A00016	186,30	m	TUBO ACERO P265 GH 24/25 mm	6,00	1.117,80
A00017	347,75	m	TUBO ACERO P265 GH 48/49 mm	9,00	3.129,75
A00018	2,50	m	TUBO ACERO P 235 GH 600/626 mm	220,00	550,00
A00019	3,10	m	TIRANTE ACERO P265 GH 24 mm	30,00	93,00
A00032	3,24	m2	PLANCHA ACERO P235 GH e=11	250,00	810,00
A00033	1,44	m2	PLANCHA ACERO P235 GH e=3,5	150,00	216,00
A00034	1,44	m2	PLANCHA ACERO P235 GH e=11,5	250,00	360,00
A00035	3,24	m2	PLANCHA ACERO P235 GH e=12	300,00	972,00
A00045	0,47	m2	PLANCHA ACERO P235 GH e=6	260,00	122,85
A00080	1,60	m3	ACERO FORJADO P235 GH	150,00	240,00
Grupo A00.....					7.611,40
O00025	156,81	h	TÉCNICO	10,00	1.568,10
O00026	198,89	h	SOLDADOR	11,00	2.187,74
Grupo O00.....					3.755,84
V00010	1,00	u	MANÓMETRO 10 BAR	50,00	50,00
V00011	1,00	u	INDICADOR NIVEL AGUA MODELO 076 CM	300,00	300,00
V00012	1,00	u	VÁLVULA DE SEGURIDAD MODELO 495 AP	75,00	75,00
V00017	1,00	u	VÁLVULA DE PURGA MODELO 460	80,00	80,00
Grupo V00.....					505,00
Resumen					
Mano de obra					1.570,00
Materiales					7.055,00
Maquinaria					0,00
Otros					0,00
TOTAL					11.872,24



CUADRO DE DESCOMPUESTOS

CÓDIGO	CANTIDAD	UD	RESUMEN	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE
CAPÍTULO 01 TUBOS						
10001		m	TUBOS HUMOS PASO 1			
O00025	0,20	h	TÉCNICO	10,00	2,00	
O00026	0,20	h	SOLDADOR	11,00	2,20	
A00016	1,00	m	TUBO ACERO P265 GH 24/25 mm	6,00	6,00	
TOTAL PARTIDA						10,20
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de DIEZ EUROS con VEINTE CÉNTIMOS						
20001		m	TUBOS HUMOS PASO 2			
O00025	0,20	h	TÉCNICO	10,00	2,00	
O00026	0,30	h	SOLDADOR	11,00	3,30	
A00017	1,00	m	TUBO ACERO P265 GH 48/49 mm	9,00	9,00	
TOTAL PARTIDA						14,30
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de CATORCE EUROS con TREINTA CÉNTIMOS						
30001		m	TUBO DE COMBUSTIÓN			
O00025	6,00	h	TÉCNICO	10,00	60,00	
O00026	4,00	h	SOLDADOR	11,00	44,00	
A00018	1,00	m	TUBO ACERO P 235 GH 600/626 mm	220,00	220,00	
TOTAL PARTIDA						324,00
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de TRESCIENTOS VEINTICUATRO EUROS						
40001		m	TIRANTES			
A00019	1,00	m	TIRANTE ACERO P265 GH 24 mm	30,00	30,00	
O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	
TOTAL PARTIDA						83,00
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de OCHENTA Y TRES EUROS						



Premodelado de caldera de vapor

CUADRO DE DESCOMPUESTOS

CÓDIGO	CANTIDAD	UD	RESUMEN	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE
--------	----------	----	---------	--------	----------	---------

CAPÍTULO 02 ELEMENTOS PLANOS

10002 m CARCASA CILÍNDRICA EXTERIOR

A00031	2,83	m2	PLANCHACERO P235 GH e=10,5	200,00	566,00	
O00025	1,00	h	TÉCNICO	10,00	10,00	
O00026	1,50	h	SOLDADOR	11,00	16,50	

TOTAL PARTIDA 592,50

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de QUINIENTOS NOVENTA Y DOS EUROS con CINCUENTA CÉNTIMOS

20002 m CARCASA DE FONDO HÚMEDO

O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	
A00045	1,89	m2	PLANCHACERO P235 GH e=6	260,00	491,40	

Suma la partida 544,40

Redondeo -1,30

TOTAL PARTIDA 543,10

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de QUINIENTOS CUARENTA Y TRES EUROS con DIEZ CÉNTIMOS

30002 m CABEZAL ELIPSOIDAL

A00031	1,80	m2	PLANCHACERO P235 GH e=10,5	200,00	360,00	
O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	

TOTAL PARTIDA 413,00

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de CUATROCIENTOS TRECE EUROS

40002 m PLACA PLANA 1

A00032	1,80	m2	PLANCHACERO P235 GH e=11	250,00	450,00	
O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	

TOTAL PARTIDA 503,00

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de QUINIENTOS TRES EUROS

50002 m PLACA PLANA 2

A00033	1,20	m2	PLANCHACERO P235 GH e=3,5	150,00	180,00	
O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	

TOTAL PARTIDA 233,00

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de DOSCIENTOS TREINTA Y TRES EUROS

60002 m PLACA PLANA 3

A00034	1,20	m2	PLANCHACERO P235 GH e=11,5	250,00	300,00	
O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	

TOTAL PARTIDA 353,00

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de TRESCIENTOS CINCUENTA Y TRES EUROS

70002 m PLACA PLANA 4

A00035	1,80	m2	PLANCHACERO P235 GH e=12	300,00	540,00	
O00025	2,00	h	TÉCNICO	10,00	20,00	
O00026	3,00	h	SOLDADOR	11,00	33,00	

TOTAL PARTIDA 593,00

Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de QUINIENTOS NOVENTA Y TRES EUROS



CUADRO DE DESCOMPUESTOS

CÓDIGO	CANTIDAD	UD	RESUMEN	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE
CAPÍTULO 03 VÁLVULAS/PRODUCTOS FORJADOS/FUNDICIONES						
10003		u	MANÓMETRO			
V00010	1,00	u	MANÓMETRO 10 BAR	50,00	50,00	
O00025	0,50	h	TÉCNICO	10,00	5,00	
O00026	0,50	h	SOLDADOR	11,00	5,50	
TOTAL PARTIDA						60,50
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de SESENTA EUROS con CINCUENTA CÉNTIMOS						
20003		u	INDICADOR NIVEL AGUA			
V00011	1,00	u	INDICADOR NIVEL AGUA MODELO 076 CM	300,00	300,00	
O00025	1,00	h	TÉCNICO	10,00	10,00	
O00026	0,50	h	SOLDADOR	11,00	5,50	
TOTAL PARTIDA						315,50
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de TRESCIENTOS QUINCE EUROS con CINCUENTA CÉNTIMOS						
30003		u	VÁLVULA DE SEGURIDAD			
V00012	1,00	u	VÁLVULA DE SEGURIDAD MODELO 495 AP	75,00	75,00	
O00025	0,50	h	TÉCNICO	10,00	5,00	
TOTAL PARTIDA						80,00
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de OCHENTA EUROS						
40003		u	CARTELAS			
A00080	0,20	m3	ACERO FORJADO P235 GH	150,00	30,00	
O00025	0,80	h	TÉCNICO	10,00	8,00	
O00026	0,80	h	SOLDADOR	11,00	8,80	
TOTAL PARTIDA						46,80
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de CUARENTA Y SEIS EUROS con OCHENTA CÉNTIMOS						
50003		u	VÁLVULA DE PURGA			
V00017	1,00	u	VÁLVULA DE PURGA MODELO 460	80,00	80,00	
TOTAL PARTIDA						80,00
Asciende el precio total de la partida a la mencionada cantidad de OCHENTA EUROS						



5.8. TABLAS

5.8.1. Propiedades del agua saturada

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m ³ / kg		Energía interna kJ / kg		Entalpía kJ / kg			Entropía kJ / kg K	
		Líquido sat, v _f x 10 ⁻³	Vapor sat, v _g	Líquido sat, u _f	Vapor sat, u _g	Líquido sat, h _f	Vapor vaporiz., h _{fg}	Vapor sat, h _g	Líquido sat, s _f	Vapor sat, s _g
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686
0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700
0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939
0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320
0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797
0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346
0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949
1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594
1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233
2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271
2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527
3,00	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919
3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405
4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565
5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212
6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600
7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080
8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226
10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863
15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448
20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409
25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575
30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253
40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701
45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199
50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772
100	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141
110	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529,8	1450,1	1255,5	2705,6	3,4295	5,5527
120	324,8	1,5267	0,01426	1473,0	2513,7	1491,3	1193,6	2684,9	3,4962	5,4924
130	330,9	1,5671	0,01278	1511,1	2496,1	1531,5	1130,7	2662,2	3,5606	5,4323
140	336,8	1,6107	0,01149	1548,6	2476,8	1571,1	1066,5	2637,6	3,6232	5,3717
150	342,2	1,6581	0,01034	1585,6	2455,5	1610,5	1000,0	2610,5	3,6848	5,3098
160	347,4	1,7107	0,009306	1622,7	2431,7	1650,1	930,6	2580,6	3,7461	5,2455
170	352,4	1,7702	0,008364	1660,2	2405,0	1690,3	856,9	2547,2	3,8079	5,1777
180	357,1	1,8397	0,007489	1698,9	2374,3	1732,0	777,1	2509,1	3,8715	5,1044
190	361,5	1,9243	0,006657	1739,9	2338,1	1776,5	688,0	2464,5	3,9388	5,0228
200	365,8	2,036	0,005834	1785,6	2293,0	1826,3	583,4	2409,7	4,0139	4,9269
220,9	374,1	3,155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0	2099,3	4,4298	4,4298

Tabla 22. Propiedades del agua saturada



5.8.2. Propiedades termofísicas del agua saturada

T (°C)	P _{sat} (kPa)	Δh _{l-g} (kJ/kg)	ρ _l (kg/m ³)	v _g (m ³ /kg)	c _{p,l} (kJ/kg·K)	c _{p,g} (kJ/kg·K)	μ _l · 10 ⁶ (N·s/m ²)	μ _g · 10 ⁶ (N·s/m ²)	k _l · 10 ³ (W/m·K)	k _g · 10 ³ (W/m·K)	Pr _l	Pr _g	β _l · 10 ³ (1/k)
0.001	0.611	2501	1000.0	206.1	4.229	1.868	1793	9.216	561	17.07	13.52	1.008	-0.08063
5	0.873	2489	1000.0	147.0	4.200	1.871	1519	9.336	570.5	17.34	11.18	1.007	0.01103
10	1.228	2477	999.7	106.3	4.188	1.874	1307	9.461	580.0	17.62	9.435	1.006	0.08719
15	1.706	2465	999.1	77.90	4.184	1.878	1138	9.592	589.3	17.92	8.081	1.005	0.1522
20	2.339	2453	998.2	57.78	4.183	1.882	1002	9.727	598.4	18.23	7.006	1.004	0.2089
25	3.169	2442	997.0	43.36	4.183	1.887	890.5	9.867	607.1	18.55	6.136	1.004	0.2593
30	4.246	2430	995.6	32.90	4.183	1.892	797.7	10.01	615.4	18.88	5.422	1.003	0.3050
35	5.627	2418	994.0	25.22	4.183	1.898	719.6	10.16	623.3	19.23	4.830	1.002	0.3469
40	7.381	2406	992.2	19.53	4.182	1.904	653.3	10.31	630.6	19.60	4.333	1.002	0.3859
45	9.590	2394	990.2	15.26	4.182	1.912	596.3	10.46	637.3	19.97	3.913	1.001	0.4225
50	12.34	2382	988.0	12.04	4.182	1.919	547.1	10.62	643.5	20.36	3.555	1.001	0.4572
55	15.75	2370	985.7	9.573	4.182	1.928	504.2	10.77	649.2	20.77	3.248	1.000	0.4903
60	19.93	2358	983.2	7.674	4.183	1.937	466.6	10.93	654.3	21.18	2.983	0.9998	0.5222
65	25.02	2345	980.5	6.200	4.184	1.947	433.4	11.10	659.0	21.62	2.752	0.9995	0.5529
70	31.18	2333	977.7	5.045	4.187	1.958	404.0	11.26	663.1	22.07	2.551	0.9992	0.5827
75	38.56	2321	974.8	4.133	4.190	1.970	377.9	11.43	666.8	22.53	2.375	0.9990	0.6118
80	47.37	2308	971.8	3.409	4.194	1.983	354.5	11.59	670.0	23.01	2.219	0.9989	0.6403
85	57.81	2295	968.6	2.829	4.199	1.996	333.5	11.76	672.8	23.50	2.081	0.9988	0.6682
90	70.12	2283	965.3	2.362	4.204	2.011	314.5	11.93	675.3	24.02	1.958	0.9989	0.6958
95	84.53	2270	961.9	1.983	4.210	2.027	297.4	12.10	677.4	24.55	1.849	0.9990	0.7230
100	101.3	2257	958.4	1.674	4.217	2.044	281.9	12.27	679.1	25.09	1.750	0.9993	0.7501
110	143.2	2230	951.0	1.211	4.232	2.082	254.8	12.61	681.7	26.24	1.582	1.001	0.8038
120	198.5	2202	943.2	0.8922	4.249	2.125	232.1	12.96	683.2	27.46	1.444	1.003	0.8576
130	270.0	2174	934.9	0.6687	4.267	2.175	213.0	13.30	683.7	28.76	1.329	1.006	0.9122
140	361.2	2145	926.2	0.5090	4.288	2.233	196.6	13.65	683.3	30.13	1.234	1.011	0.9683
150	475.7	2114	917.1	0.3929	4.312	2.298	182.5	13.99	682.1	31.58	1.154	1.018	1.026
160	617.7	2082	907.5	0.3071	4.338	2.373	170.3	14.34	680.0	33.11	1.086	1.028	1.087
170	791.5	2049	897.5	0.2428	4.368	2.459	159.6	14.68	677.1	34.72	1.030	1.040	1.152
180	1002	2015	887.1	0.1940	4.403	2.557	150.2	15.03	673.4	36.41	0.9820	1.055	1.221
190	1254	1978	876.1	0.1565	4.443	2.669	141.8	15.37	668.8	38.18	0.9421	1.074	1.296
200	1554	1940	864.7	0.1273	4.489	2.796	134.4	15.71	663.4	40.03	0.9092	1.097	1.377
220	2318	1858	840.3	0.08616	4.604	3.107	121.6	16.41	649.8	43.99	0.8613	1.159	1.567
240	3345	1766	813.5	0.05974	4.759	3.516	110.9	17.12	632.0	48.31	0.8351	1.246	1.807
260	4689	1662	783.8	0.04219	4.973	4.064	101.7	17.88	609.2	53.10	0.8304	1.368	2.126
280	6413	1543	750.5	0.03016	5.278	4.828	93.56	18.70	580.3	58.53	0.8511	1.542	2.576
300	8584	1405	712.4	0.02167	5.744	5.967	85.95	19.65	543.6	64.98	0.9083	1.804	3.266
320	11279	1238	667.4	0.01548	6.542	7.870	78.46	20.84	496.7	73.25	1.033	2.240	4.470
340	14594	1028	610.8	0.01079	8.237	11.79	70.45	22.55	435.6	85.24	1.332	3.118	7.116
360	18655	721	528.1	0.00696	14.680	25.28	60.39	25.71	351.0	107.5	2.525	6.046	17.110

Tabla 23. Propiedades termofísicas del agua saturada



5.8.3. Propiedades termodinámicas de gases a presión atmosférica.

DIOXIDO DE CARBONO, CO₂

Temp. °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^5$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl
220	2,4733	0,783	11,105	4,49	0,010805	0,0592	0,818
250	2,1657	0,804	12,59	5,81	0,012884	0,07401	0,793
300	1,7973	0,871	14,958	8,32	0,016572	0,10588	0,770
350	1,5362	0,900	17,205	11,19	0,02047	0,14808	0,755
400	1,3424	0,942	19,32	14,39	0,02461	0,19463	0,738
450	1,1918	0,980	21,34	17,90	0,02897	0,24813	0,721
500	1,0732	1,013	23,26	21,67	0,03352	0,3084	0,702
550	0,9739	1,047	25,08	25,74	0,03821	0,375	0,685
600	0,8938	1,076	26,83	30,02	0,04311	0,4483	0,668

Tabla 24. Propiedades termofísicas del dióxido de carbono

MONOXIDO DE CARBONO

Temperatur °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr
220	1,5536	1,0429	13,83	8,90	0,01900	0,1176	0,758
250	1,3649	1,0425	15,40	11,28	0,02144	0,1506	0,750
300	1,1388	1,0421	17,84	15,67	0,02525	0,2128	0,737
350	0,9742	1,0434	20,09	20,62	0,02883	0,2836	0,728
400	0,8536	1,0484	22,19	25,99	0,03226	0,3605	0,722
450	0,7585	1,0551	24,18	31,88	0,04360	0,4439	0,718
500	0,6822	1,0635	26,06	38,19	0,03863	0,5324	0,718
550	0,6202	1,0756	27,89	44,97	0,04162	0,6240	0,721
600	0,5685	1,0877	29,60	52,06	0,04446	0,7190	0,724

Tabla 25. Propiedades termofísicas del monóxido de carbono

NITROGENO

Temperatur °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr
100	3,4808	1,0722	6,86	1,97	0,00945	0,0253	0,786
200	1,7108	1,0429	12,95	7,57	0,01824	0,1022	0,747
300	1,1421	1,0408	17,84	15,63	0,02620	0,2204	0,713
400	0,8538	1,0459	21,98	25,74	0,03335	0,3734	0,691
500	0,6824	1,0555	25,70	37,66	0,03984	0,5530	0,684
600	0,5687	1,0756	29,11	51,19	0,04580	0,7486	0,686
700	0,4934	1,0969	32,13	65,13	0,05123	0,9466	0,691
800	0,4277	1,1225	34,84	81,46	0,05609	1,1685	0,700
900	0,3796	1,1464	37,49	91,06	0,06070	1,3946	0,711
1000	0,3412	1,1677	40,00	117,20	0,06475	1,6250	0,724
1100	0,3108	1,1857	42,28	136,00	0,06850	1,8591	0,736
1200	0,2851	1,2037	44,50	156,10	0,07184	2,0932	0,748

Tabla 26. Propiedades termofísicas del nitrógeno



OXIGENO

Temperatur °K	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor específico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m ² /seg)	Nº de Prandtl Pr
100	3,9918	0,9479	7,77	1,95	0,00903	0,0239	0,815
150	2,6190	0,9178	11,49	4,39	0,01367	0,0569	0,773
200	1,9559	0,9131	14,85	7,59	0,01824	0,1021	0,745
250	1,5618	0,9157	17,87	11,45	0,02259	0,1579	0,725
300	1,3007	0,9203	20,63	15,86	0,02676	0,2235	0,709
350	1,1133	0,9291	23,16	20,80	0,03070	0,2968	0,702
400	0,9755	0,9420	25,54	26,18	0,03461	0,3768	0,695
450	0,8652	0,9567	27,77	31,99	0,03828	0,4609	0,694
500	0,7801	0,9722	29,91	38,34	0,04173	0,5502	0,697
550	0,7096	0,9881	31,97	45,05	0,04517	0,6441	0,700
600	0,6504	1,0044	33,92	52,15	0,04832	0,7399	0,704

Tabla 27. Propiedades termofísicas del oxígeno

VAPOR DE AGUA HUMEDO

Temperatura °C	Densidad Kg/m ³		Calor específico kJ/Kg.°C		Conductividad térmica W/m.°C		Viscosidad dinámica $\eta \cdot 10^{-3}$ (Kg/m.seg)		Número de Prandtl Pr	
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0	1000	0,0049	4,21	1,86	0,569	0,0163	1,75	0,0085	13,00	0,97
5	1000	0,0068	4,20	1,86	0,578	0,0167	1,50	0,0087	10,90	0,96
10	1000	0,0094	4,19	1,86	0,587	0,0171	1,30	0,0088	9,29	0,96
15	999	0,0128	4,19	1,87	0,595	0,0175	1,14	0,0090	7,99	0,96
20	998	0,0173	4,18	1,87	0,603	0,0179	1,00	0,0092	6,95	0,96
25	997	0,0230	4,18	1,88	0,611	0,0183	0,89	0,0094	6,09	0,96
30	996	0,0304	4,18	1,88	0,618	0,0187	0,80	0,0095	5,39	0,96
40	992	0,0512	4,18	1,89	0,632	0,0195	0,59	0,0100	3,89	0,95
60	983	0,130	4,19	1,91	0,653	0,0212	0,46	0,0106	2,97	0,95
80	972	0,293	4,20	1,95	0,670	0,0229	0,351	0,0113	2,20	0,96
100	958	0,598	4,22	2,01	0,681	0,0248	0,279	0,1120	1,73	0,97
125	939	1,30	4,26	2,12	0,687	0,0273	0,220	0,0130	1,36	1,01
150	917	2,55	4,32	2,29	0,687	0,0300	0,181	0,0139	1,14	1,07
200	865	7,86	4,51	2,91	0,665	0,0375	0,134	0,0157	0,91	1,22
250	799	19,98	4,87	3,94	0,616	0,0495	0,107	0,0175	0,85	1,39
300	712	46,19	5,65	6,18	0,541	0,0720	0,085	0,0198	0,89	1,70

Tabla 28. Propiedades termofísicas del agua



5.8.4. Grados permitidos de aceros EN adecuados para el uso en calderas pirotubulares

Forma de producto	Norma	Grado ^a	Número de material
Productos planos (placa)	EN 10028-2	P235GH	1.0345
		P265GH	1.0425
		P295GH	1.0481
		P355GH	1.0473
		16Mo3 ^c	1.5415
	EN 10028-3	P275NH ^c P355NH ^c	1.0487 1.0565
Tubo (sin soldadura)	EN 10216-1 ^b	P195TR2	1.0108
		P235TR2	1.0255
		P265TR2	1.0259
	EN 10216-2	P195GH	1.0348
		P235GH	1.0395
		P265GH	1.0425
16Mo3		1.5415	
Tubo (soldado)	EN 10217-1 ^b	P195TR2	1.0108
		P235TR2	1.0255
		P265TR2	1.0259
	EN 10217-2	P195GH	1.0348
		P235GH	1.0345
		P265GH	1.0425
EN 10217-5	P235GH	1.0345	
	P265GH	1.0425	
Pieza forjada	EN 10222-2	P245GH	1.0352
		P280GH	1.0426
		16Mo3	1.5415

^a Para los agrupamientos de materiales metálicos para el soldeo véase el Informe Técnico CEN ISO/TR 15608 y el Informe Técnico CEN ISO/TR 20172.

^b Este material puede usarse únicamente para tubos de humos (con y sin tirantes).

^c No permitido para cámaras de combustión.

Tabla 29. Grados permitidos de aceros EN adecuados para el uso en calderas pirotubulares



5.8.5. Características mecánicas de los aceros adecuados para el uso en calderas pirotubulares

Características mecánicas Aceros Productos Planos P235GH													
Espesor nominal t (mm)	Resistencia la tracción Rm (Mpa)		Límite elástico ReH (MPa)	Límite elástico convencional Rp0,2 a alta temperatura (MPa) a una temperatura en °C de									
				50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
≤ 16	360	480	235	227	214	198	182	167	153	142	133	-	-
16 < t ≤ 40			225	218	205	190	174	160	147	136	128	-	-
40 < t ≤ 60			215	208	196	181	167	153	140	130	122	-	-
60 < t ≤ 100			200	193	182	169	155	142	130	121	114	-	-
100 < t ≤ 150	350	480	185	179	168	156	143	131	121	112	105	-	-
150 < t ≤ 250	340	480	170	164	155	143	132	121	111	103	97	-	-

Tabla 30. Características mecánicas Aceros Productos Planos P235GH

Características mecánicas Aceros Productos Planos P265GH													
Espesor nominal t (mm)	Resistencia la tracción Rm (Mpa)		Límite elástico ReH (MPa)	Límite elástico convencional Rp0,2 a alta temperatura (MPa) a una temperatura en °C de									
				50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
≤ 16	410	530	265	256	241	223	205	188	173	160	150	-	-
16 < t ≤ 40			255	247	232	215	197	181	166	154	145	-	-
40 < t ≤ 60			245	237	223	206	190	174	160	148	139	-	-
60 < t ≤ 100			215	208	196	181	167	153	140	130	122	-	-
100 < t ≤ 150	400	530	200	193	182	169	155	142	130	121	114	-	-
150 < t ≤ 250	390	530	185	179	168	156	143	131	121	112	105	-	-

Tabla 31. Características mecánicas Aceros Productos Planos P265GH



Características mecánicas Aceros Productos Planos P295GH													
Espesor nominal t (mm)	Resistencia la tracción Rm (Mpa)		Límite elástico ReH (MPa)	Límite elástico convencional Rp0,2 a alta temperatura (MPa) a una temperatura en °C de									
				50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
≤ 16	460	580	295	285	268	249	228	209	192	178	167	-	-
16 < t ≤ 40			290	280	264	244	225	206	189	175	165	-	-
40 < t ≤ 60			285	276	259	240	221	202	186	172	162	-	-
60 < t ≤ 100			260	251	237	219	201	184	170	157	148	-	-
100 < t ≤ 150	440	570	235	227	214	198	182	167	153	142	133	-	-
150 < t ≤ 250	430	570	220	213	200	185	170	156	144	133	125	-	-

Tabla 32. Características mecánicas Aceros Productos Planos P295GH

Características mecánicas Tubo soldado										
Designación del acero	Resistencia tracción Rm (MPa)		Límite elástico superior o convencional Reh o Rp0,2 min (MPa)	Límite elástico convencional Rp0,2 a alta temperatura para espesor T de hasta 16 mm inclusive						
				100	150	200	250	300	350	400
P195GH	320	440	195	175	165	150	130	113	102	94
P235GH	360	500	235	198	187	170	150	132	120	112
P265GH	410	570	265	226	213	192	171	154	141	14
16Mo3	450	600	280	243	237	224	205	173	159	156

Tabla 33. Características mecánicas Tubo soldado I



Características mecánicas Tubo soldado											
Designación del acero	Resistencia tracción R _m (MPa)		Límite elástico superior o convencional Re _H p R _{p0,2} min (MPa)		Límite elástico convencional R _{p0,2} a alta temperatura para espesor T de hasta 40 mm inclusive						
			T ≤ 16	16 ≤ T ≤ 40	100	150	200	250	300	350	400
P235GH	360	500	235	225	198	187	170	150	132	120	112
P265GH	410	570	265	255	226	213	192	171	154	141	134
16Mo3	450	600	280	270	243	237	224	205	173	159	156

Tabla 34. Características mecánicas Tubo soldado II

Características mecánicas Aceros Piezas forjadas											
Designación del acero	Espesor nominal t _s (mm)	Límite elástico convencional R _{p0,2} a alta temperatura (MPa) a una temperatura en °C de									
		100	150	200	250	300	350	400	450	500	
P235GH	ts ≤ 60	190	180	170	150	130	120	110	-	-	
	60 < t ≤ 100	175	165	160	140	125	115	105	-	-	
P245GH	ts ≤ 50	195	185	175	160	145	135	125	-	-	
	50 < t ≤ 160	180	175	165	155	135	130	120	-	-	
P250GH	ts ≤ 60	237	216	190	170	150	130	110	90	-	
	60 < t ≤ 105	230	210	185	165	145	125	100	80	-	
	105 < t ≤ 225	220	200	175	155	135	115	90	70	-	
	225 < t ≤ 375	200	180	160	140	125	105	85	65	-	
	375 < t ≤ 750	190	170	155	135	115	100	80	60	-	
P265GH	ts ≤ 60	215	205	195	175	155	140	130	-	-	
	60 < t ≤ 100	195	185	175	160	140	135	125	-	-	
P280GH	ts ≤ 50	250	235	225	205	185	170	155	-	-	
	50 < t ≤ 160	230	220	210	195	180	155	135	-	-	
P295GH	ts ≤ 60	250	235	225	205	185	170	155	-	-	
	60 < t ≤ 100	230	220	210	195	180	165	145	-	-	

Tabla 35. Características mecánicas Aceros Piezas forjada

